



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE  
ELEVACIÓN Y FRENADO DEL PÉNDULO CHARPY”**

**RUBIO RODRÍGUEZ IVÁN PATRICIO**

**YUQUILEMA PACA BYRON LIZANDRO**

**TESIS DE GRADO**

**Previa a la obtención del título de:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**Riobamba-Ecuador**

**2012**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICACIÓN DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**CONSEJO DIRECTIVO**

**27 de Junio del 2012**

Fecha

Yo recomiendo que la tesis presentada por:

**IVÁN PATRICIO RUBIO RODRÍGUEZ**

---

Nombre del Estudiante

Titulada:

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE  
ELEVACIÓN Y FRENADO DEL PÉNDULO CHARPY”**

Sea aceptada como parcial complementario de los requerimientos para el título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

---

Ing. Geovanny Novillo A.  
DECANO DE LA FAC. MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Aníbal Viñán B.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Geovanny Novillo A.  
ASESOR DE TESIS

---

## CERTIFICACIÓN DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** IVÁN PATRICIO RUBIO RODRÍGUEZ

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN  
DE UN SISTEMA DE ELEVACIÓN Y FRENADO DEL PÉNDULO CHARPY”

**Fecha de Exanimación:** 27 de Junio del 2012

**RESULTADOS DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE DEL TRIBUNAL)			
Ing. Aníbal Viñán (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Geovanny Novillo (ASESOR DE TESIS)			

\*Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

El presidente del Tribunal que certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICACIÓN DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**CONSEJO DIRECTIVO**

**27 de Junio del 2012**

Fecha

Yo recomiendo que la tesis presentada por:

**BYRON LIZANDRO YUQUILEMA PACA**

---

Nombre del Estudiante

Titulada:

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE  
ELEVACIÓN Y FRENADO DEL PÉNDULO CHARPY”**

Sea aceptada como parcial complementario de los requerimientos para el título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

---

Ing. Geovanny Novillo A.  
DECANO FAC. MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Aníbal Viñán B.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Geovanny Novillo A.  
ASESOR DE TESIS

---

## CERTIFICACIÓN DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** BYRON LIZANDRO YUQUILEMA PACA

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN  
DE UN SISTEMA DE ELEVACIÓN Y FRENADO DEL PÉNDULO CHARPY”

**Fecha de Exanimación:** 27 de Junio del 2012

**RESULTADOS DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE DEL TRIBUNAL)			
Ing. Aníbal Viñán (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Geovanny Novillo (ASESOR DE TESIS)			

\*Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

El presidente del Tribunal que certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

Iván Patricio Rubio Rodríguez

---

Byron Lizandro Yuquilema Paca

## **AGRADECIMIENTOS**

Quiero agradecer primero a DIOS por darme la oportunidad de cumplir una meta que tenía pospuesta, a mi madre BLANCA RODRÍGUEZ por su dedicación y enseñanzas, por darme su confianza para hacer de este sueño una realidad.

También quiero agradecer el apoyo brindado por la Escuela de Ingeniería Mecánica, a sus docentes por permitirme adquirir los conocimientos que hasta hoy he obtenido, a nuestra Facultad y al Centro de Transferencia Tecnológica de Servicios y Construcciones Metálicas (SERCOMEC), por proveer los equipos electrónicos dispuestos en esta tesis, al Ingeniero Aníbal Viñán y al Ingeniero Geovanny Novillo A., por su apoyo sus consejos y la valiosa cooperación para la realización de la misma.

***IPRR***

Quiero expresar el más sincero agradecimiento a DIOS por haberme regalado la vida junto a una grandiosa familia. Por ser la luz que guía mi camino y haberme llevado a la exitosa culminación de mi carrera.

A mis padres Manuel Yuquilema y Margarita Paca por ser el motor que me impulsa cada día a ser mejor persona y haberme brindado la oportunidad de cursar mis estudios.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por abrirme las puertas del conocimiento científico y tecnológico necesarios para realizarme como profesional.

A los ingenieros Aníbal Viñán y Geovanny Novillo A, director y asesor de tesis respectivamente. Por su ayuda, amistad y colaboración desinteresada para el desarrollo de esta tesis.

***BLYP.***

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo está dedicado primero a Dios. A mi MADRE, por ser mi amiga por darme su confianza, comprensión, cariño y el impulso para cumplir éste sueño. A la familia MAYA SIMON, por ser uno de los pilares fundamentales de mi formación y por haberme apoyado durante todas las etapas de mi vida tanto personal como estudiantil, a los muchos amigos que he logrado durante esta etapa, los cuales en los momentos más pesados de la carrera me tendieron su mano y a todas aquellas personas que de una u otra forma han contribuido para la terminación de esta etapa de mi vida.

***IPRR.***

La presente tesis está dedicada en primer lugar a DIOS por regalarme la vida. A mis padres por ser mis leales amigos y haberme mostrado el camino adecuado a seguir en la vida brindándome su amor comprensión y respeto. A la memoria de mis abuelitas y a mis abuelitos porque me brindaron todo su amor en cada instante de mi vida y darme ese impulso a ser mejor persona cada día. A mis verdaderos amigos que he encontrado durante el paso por este trayecto de mi existencia, los cuales estuvieron en los momentos difíciles para ofrecerme todo su tiempo y amistad.

***BLYP***



## CONTENIDO

	Pág.
<b>1. GENERALIDADES.....</b>	<b>- 3 -</b>
1.1 Introducción .....	- 3 -
1.2 Situación del problema .....	- 5 -
1.3 Antecedentes .....	- 6 -
1.4 Justificación técnico - económica.....	- 6 -
1.5 Objetivos .....	- 8 -
1.5.1 <i>Objetivo general.</i> .....	- 8 -
1.5.2 <i>Objetivos específicos</i> .....	- 8 -
<b>2. FORMULACIÓN del PROBLEMA.....</b>	<b>- 9 -</b>
2.1 Fundamento teórico .....	- 9 -
2.1.1 <i>Propiedades mecánicas.</i> .....	- 9 -
2.1.1.1 <i>Elasticidad.</i> .....	- 9 -
2.1.1.2 <i>Plasticidad.</i> .....	- 10 -
2.1.1.3 <i>Rigidez.</i> .....	- 11 -
2.1.1.4 <i>Capacidad energética.</i> .....	- 11 -
2.1.2 <i>Tipos de ensayos mecánicos.</i> .....	- 12 -
2.1.3 <i>Condiciones de ensayo</i> .....	- 14 -
2.1.4 <i>Ensayos de impacto.</i> .....	- 15 -
2.1.4.1 <i>Alcance y aplicabilidad de los ensayo de impacto.</i> .....	- 15 -
2.1.4.2 <i>Aspectos generales de la máquina de ensayo.</i> .....	- 16 -
2.1.4.3 <i>Preparación de las probetas.</i> .....	- 18 -
2.1.5 <i>Cargas dinámicas.</i> .....	- 20 -
2.1.6 <i>Comportamiento de los materiales bajo cargas de impacto</i> .....	- 21 -

<b>2.1.7</b>	<i>Ensayos Charpy a bajas temperaturas.</i>	- 22 -
<b>2.1.8</b>	<i>Efecto de las variables importantes.</i>	- 22 -
<b>2.2</b>	<b>Normas para experimentar materiales a impacto</b>	- 27 -
<b>2.3</b>	<b>Descripción y funcionamiento del péndulo Charpy</b>	- 27 -
<b>2.3.1</b>	<i>Descripción del péndulo Charpy.</i>	- 27 -
<b>2.3.2</b>	<i>Funcionamiento del péndulo Charpy.</i>	- 28 -
<b>2.4</b>	<b>Diagnóstico del péndulo Charpy.</b>	- 29 -
<b>2.4.1</b>	<i>Determinación del porcentaje de error en el péndulo antes de la modificación</i>	- 29 -
<b>2.4.2</b>	<i>Propiedades de los materiales.</i>	- 30 -
<b>2.4.3</b>	<i>Tabulación de los resultados de ensayo.</i>	- 32 -
<b>2.5</b>	<b>Problemática encontrada en el péndulo Charpy.</b>	- 34 -
<b>2.6</b>	<b>Identificación de las necesidades</b>	- 35 -
<b>3.</b>	<b>PROYECCIÓN y DISEÑO</b>	- 36 -
<b>3.1</b>	<b>Descripción de las alternativas de solución</b>	- 36 -
<b>3.1.1</b>	<i>Sistema de elevación.</i>	- 36 -
<b>3.1.1.1</b>	<i>Solución A: Conjunto de engranajes y volante de accionamiento manual.</i>	- 36 -
<b>3.1.1.2</b>	<i>Solución B: Motor, reductor, embrague de disco, poleas, bandas.</i>	- 37 -
<b>3.1.1.3</b>	<i>Solución C: Moto-reductor, embrague cónico, transmisión de cadena.</i>	- 38 -
<b>3.1.1.4</b>	<i>Solución D: Implantación hidráulica, motor hidráulico, electroválvulas.</i>	- 39 -
<b>3.1.2</b>	<i>Sistema de frenado.</i>	- 39 -
<b>3.1.2.1</b>	<i>Solución A: Freno mecánico de disco</i>	- 40 -
<b>3.1.2.2</b>	<i>Solución B: Freno mecánico de zapata.</i>	- 40 -
<b>3.1.2.3</b>	<i>Aspecto estético.</i>	- 41 -
<b>3.1.3</b>	<i>Selección de las alternativas adecuadas.</i>	- 41 -
<b>3.1.3.1</b>	<i>Sistema de Elevación.</i>	- 42 -

<b>3.1.3.2</b>	<i>Sistema de freno.....</i>	- 42 -
<b>3.2</b>	<b>Diseño del sistema de elevación .....</b>	- 43 -
<b>3.2.1</b>	<i>Cálculo de volumen y masa e inercia teórica del péndulo.....</i>	- 43 -
<b>3.2.2</b>	<i>Cálculo del centro de gravedad del péndulo. ....</i>	- 45 -
<b>3.2.3</b>	<i>Cálculo de la inercia del péndulo.....</i>	- 47 -
<b>3.2.3.1</b>	<i>Inercia del buje del péndulo. ....</i>	- 48 -
<b>3.2.3.2</b>	<i>Inercia del brazo de péndulo .....</i>	- 48 -
<b>3.2.3.3</b>	<i>Inercia de la base de sujeción.....</i>	- 48 -
<b>3.2.3.4</b>	<i>Inercia del martillo .....</i>	- 48 -
<b>3.2.3.5</b>	<i>Inercia total.....</i>	- 49 -
<b>3.2.4</b>	<i>Cálculo del momento respecto a un punto fijo. ....</i>	- 49 -
<b>3.3</b>	<b>Cálculo de la velocidad de caída del péndulo .....</b>	- 51 -
<b>3.4</b>	<b>Energía inicial del péndulo (<math>E_0</math>) .....</b>	- 53 -
<b>3.5</b>	<b>Selección del moto-reductor.....</b>	- 53 -
<b>3.5.1</b>	<i>Factor de servicio. ....</i>	- 54 -
<b>3.5.2</b>	<i>Potencia del motor y velocidad. ....</i>	- 54 -
<b>3.6</b>	<b>Diseño del sistema de embrague .....</b>	- 55 -
<b>3.6.1</b>	<i>Cálculo de las fuerzas actuantes en el embrague.....</i>	- 55 -
<b>3.6.2</b>	<i>Materiales de fricción.....</i>	- 57 -
<b>3.6.3</b>	<i>Cálculo de la potencia del embrague. ....</i>	- 58 -
<b>3.6.4</b>	<i>Cálculo de presiones y fuerzas mediante el modelo de desgaste uniforme.....</i>	- 58 -
<b>3.7</b>	<b>Cálculo de la fuerza requerida para activar el embrague .....</b>	- 61 -
<b>3.8</b>	<b>Selección de las catarinas y cadena .....</b>	- 63 -
<b>3.9</b>	<b>Cálculo de fuerza en la cadena y las catarinas.....</b>	- 66 -
<b>3.10</b>	<b>Cargas en el plano xy .....</b>	- 69 -
<b>3.10.1</b>	<i>Cálculo de las reacciones en el eje.....</i>	- 71 -

<b>3.10.2</b>	<i>Diagrama de cortante y momento flector.</i>	- 72 -
<b>3.11</b>	<b>Cargas en el plano xz</b>	- 72 -
<b>3.11.1</b>	<i>Cálculo de las reacciones presentes en el eje.</i>	- 73 -
<b>3.11.2</b>	<i>Diagrama de cortante y momento flector.</i>	- 74 -
<b>3.12</b>	<b>Esfuerzos en el eje de embrague.</b>	- 75 -
<b>3.12.1</b>	<i>Esfuerzo debido a compresión.</i>	- 75 -
<b>3.12.2</b>	<i>Esfuerzo debido a flexión.</i>	- 75 -
<b>3.12.3</b>	<i>Esfuerzo debida a la torsión.</i>	- 75 -
<b>3.13</b>	<b>Diseño estático del eje</b>	- 76 -
<b>3.14</b>	<b>Diseño del eje a fatiga.</b>	- 77 -
<b>3.14.1</b>	<i>Esfuerzos fluctuantes.</i>	- 77 -
<b>3.14.2</b>	<i>Resistencia a la fatiga.</i>	- 78 -
<b>3.15</b>	<b>Diseño del sistema de freno.</b>	- 82 -
<b>3.15.1</b>	<i>Parámetros de diseño.</i>	- 82 -
<b>3.16</b>	<b>Diseño del eje que sostiene al péndulo.</b>	- 85 -
<b>3.16.1</b>	<i>Cargas por efecto de la cadena hacia el eje del péndulo.</i>	- 85 -
<b>3.16.2</b>	<i>Cargas por accionamiento del freno.</i>	- 86 -
<b>3.16.3</b>	<i>Cálculo de reacciones en la sección del eje que cuelga el péndulo.</i>	- 87 -
<b>3.16.4</b>	<i>Cargas en el eje del péndulo.</i>	- 87 -
<b>3.16.5</b>	<i>Diagrama de cortante.</i>	- 94 -
<b>3.15.6</b>	<i>Diagrama de momento flector.</i>	- 94 -
<b>3.17</b>	<b>Esfuerzos en el eje</b>	- 95 -
<b>3.17.1</b>	<i>Esfuerzo debido a flexión.</i>	- 95 -
<b>3.17.2</b>	<i>Esfuerzo debida a la torsión.</i>	- 95 -
<b>3.17.3</b>	<i>Esfuerzo debido a cortante directo.</i>	- 95 -
<b>3.18</b>	<b>Diseño estático del eje</b>	- 95 -
<b>3.19</b>	<b>Diseño del eje a fatiga</b>	- 96 -

<b>3.19.1</b>	<i>Esfuerzos fluctuantes</i> .....	- 96 -
<b>3.19.2</b>	<i>Esfuerzo de corte</i> .....	- 97 -
<b>3.19.3</b>	<i>Resistencia a la fatiga</i> .....	- 97 -
<b>3.20</b>	<b>Selección de las chumaceras</b> .....	- 100 -
<b>3.20.1</b>	<i>Determinación de la carga radial dinámica equivalente</i> .....	- 102 -
<b>3.20.1.1</b>	<i>Carga radial dinámica equivalente en C</i> .....	- 103 -
<b>3.20.2</b>	<i>Determinación de la carga radial estática equivalente</i> .....	- 103 -
<b>3.20.2.1</b>	<i>Carga radial estática equivalente en C</i> .....	- 104 -
<b>3.20.3</b>	<i>Determinación de la vida del rodamiento</i> . ....	- 104 -
<b>3.20.3.1</b>	<i>Vida del rodamiento C</i> .....	- 104 -
<b>3.20.4</b>	<i>Verificación por la carga estática</i> . ....	- 105 -
<b>3.20.4.1</b>	<i>Verificación del rodamiento C</i> .....	- 105 -
<b>3.21</b>	<b>Análisis CAE de elementos</b> .....	- 106 -
<b>3.21.1</b>	<i>Cono del embrague</i> .....	- 106 -
<b>3.21.2</b>	<i>Palanca de aplicación de fuerza</i> .....	- 109 -
<b>3.21.3</b>	<i>Pedal del freno</i> .....	- 111 -
<b>3.21.4</b>	<i>Zapatas del freno</i> . ....	- 113 -
<b>3.21.5</b>	<i>Hembra del embrague</i> . ....	- 115 -
<b>4.</b>	<b>SISTEMA ELÉCTRICO ELECTRÓNICO</b> .....	- 119 -
<b>4.1</b>	<b>Sistema de adquisición de datos</b> .....	- 119 -
<b>4.2</b>	<b>Componentes de un sistema DAQ</b> . ....	- 119 -
<b>4.2.1</b>	<i>Sensor</i> .....	- 119 -
<b>4.2.2</b>	<i>Dispositivo DAQ</i> . ....	- 120 -
<b>4.2.2.1</b>	<i>Componentes claves de medida para un dispositivo DAQ</i> .....	- 120 -
<b>4.2.2.2</b>	<i>Ordenador (PC)</i> . ....	- 121 -
<b>4.3</b>	<b>Descripción de los dispositivos utilizados en el sistema de control y adquisición de datos</b> .....	- 121 -

<b>4.3.1</b>	<i>Descripción de los sensores de desplazamiento y posición.</i>	- 122 -
<b>4.3.1.1</b>	<i>Sensor que detecta el desplazamiento angular del péndulo.</i>	- 122 -
<b>4.3.1.2</b>	<i>Sensores que detectan la posición de la palanca y de las puertas de la cabina de seguridad.</i>	- 124 -
<b>4.3.2</b>	<i>Descripción de la tarjeta de adquisición de datos.</i>	- 125 -
<b>4.3.2.1</b>	<i>Sistema NI Compact DAQ.</i>	- 125 -
<b>4.3.3</b>	<i>Descripción de los actuadores.</i>	- 126 -
<b>4.3.3.1</b>	<i>Luces pilotos.</i>	- 126 -
<b>4.3.3.2</b>	<i>Contactor magnético.</i>	- 127 -
<b>4.3.3.3</b>	<i>Relé térmico.</i>	- 127 -
<b>4.3.3.4</b>	<i>Motor eléctrico.</i>	- 128 -
<b>4.3.4</b>	<i>Elementos de conexión y activación.</i>	- 129 -
<b>4.3.4.1</b>	<i>Cable flexible.</i>	- 129 -
<b>4.3.4.2</b>	<i>Interruptores.</i>	- 130 -
<b>4.4</b>	<b>Selección de módulos para el sistema compactDAQ.</b>	- 130 -
<b>4.4.1</b>	<i>NI9423.</i>	- 132 -
<b>4.4.2</b>	<i>NI9401</i>	- 132 -
<b>4.4.3</b>	<i>NI9411</i>	- 132 -
<b>4.5</b>	<b>Fuente de alimentación</b>	- 133 -
<b>4.5.1</b>	<i>Esquema del circuito de la fuente.</i>	- 133 -
<b>4.6</b>	<b>Conexión de los módulos a sus respectivos sensores y actuadores ....</b>	- 135 -
<b>4.6.1</b>	<i>NI9423.</i>	- 135 -
<b>4.6.2</b>	<i>NI9411.</i>	- 136 -
<b>4.6.3</b>	<i>NI9401.</i>	- 137 -
<b>4.7</b>	<b>Diseño de los circuitos de mando y de potencia del sistema.</b>	- 140 -
<b>4.7.1</b>	<i>Circuito de mando.</i>	- 140 -
<b>4.7.2</b>	<i>Circuito de potencia.</i>	- 141 -

<b>4.8</b>	<b>Programación .....</b>	<b>- 144 -</b>
<b>4.8.1</b>	<i>Programación en LabView. ....</i>	<i>- 145 -</i>
<b>4.8.1.1</b>	<i>Primer subprograma. ....</i>	<i>- 149 -</i>
<b>4.8.1.2</b>	<i>Segundo subprograma. ....</i>	<i>- 152 -</i>
<b>4.8.1.3</b>	<i>Tercer subprograma. ....</i>	<i>- 156 -</i>
<b>5.</b>	<b>CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....</b>	<b>- 157 -</b>
<b>5.1</b>	<b>Tecnología de la construcción .....</b>	<b>- 157 -</b>
<b>5.1.1</b>	<i>Equipos. ....</i>	<i>- 157 -</i>
<b>5.2</b>	<b>Operaciones tecnológicas a elaborar .....</b>	<b>- 160 -</b>
<b>5.3</b>	<b>Curso-grama de operación y montaje.....</b>	<b>- 163 -</b>
<b>5.3.1</b>	<i>Construcción del sistema de elevación .....</i>	<i>- 163 -</i>
<b>5.3.2</b>	<i>Montaje de sistema de elevación. ....</i>	<i>- 164 -</i>
<b>5.3.3</b>	<i>Construcción del sistema de freno .....</i>	<i>- 164 -</i>
<b>5.3.4</b>	<i>Montaje del sistema de frenado.....</i>	<i>- 165 -</i>
<b>5.3.5</b>	<i>Construcción del sistema eléctrico. ....</i>	<i>- 165 -</i>
<b>5.3.6</b>	<i>Montaje del sistema eléctrico electrónico. ....</i>	<i>- 166 -</i>
<b>5.3.7</b>	<i>Construcción de la carcasa del péndulo.....</i>	<i>- 166 -</i>
<b>5.3.8</b>	<i>Montaje de la carcasa del péndulo. ....</i>	<i>- 167 -</i>
<b>6.</b>	<b>FASE EXPERIMENTAL.....</b>	<b>- 168 -</b>
<b>6.1</b>	<b>Calibración .....</b>	<b>- 168 -</b>
<b>6.2</b>	<b>Definiciones.....</b>	<b>- 168 -</b>
<b>6.2.1</b>	<i>Exactitud. ....</i>	<i>- 168 -</i>
<b>6.2.2</b>	<i>Error. ....</i>	<i>- 168 -</i>
<b>6.2.3</b>	<i>Porcentaje de error.....</i>	<i>- 169 -</i>
<b>6.2.4</b>	<i>Corrección. ....</i>	<i>- 169 -</i>
<b>6.2.5</b>	<i>Tolerancia.....</i>	<i>- 169 -</i>

<b>6.2.6</b>	<i>Intervalo de Carga.</i> .....	- 169 -
<b>6.2.7</b>	<i>Lectura.</i> .....	- 169 -
<b>6.2.8</b>	<i>Factor de calibración.</i> .....	- 169 -
<b>6.2.9</b>	<i>Línea de calibración.</i> .....	- 169 -
<b>6.3</b>	<b>Experimentación de la máquina.</b> .....	- 170 -
<b>6.3.1</b>	<i>Determinación del cero de la máquina.</i> .....	- 170 -
<b>6.3.2</b>	<i>Determinación de la capacidad máxima de la máquina.</i> .....	- 171 -
<b>6.4</b>	<b>Experimentación con las probetas.</b> .....	- 175 -
<b>6.5</b>	<b>Determinación del factor de calibración.</b> .....	- 177 -
<b>6.6</b>	<b>Determinación de la línea de calibración.</b> .....	- 178 -
<b>6.7</b>	<b>Resultados obtenidos</b> .....	- 181 -
<b>7.</b>	<b>MANTENIMIENTO y OPERACIÓN DE LA MÁQUINA.</b> .....	- 184 -
<b>7.1</b>	<b>Generalidades.</b> .....	- 184 -
<b>7.2</b>	<b>Mantenimiento y lubricación del sistema mecánico.</b> .....	- 184 -
<b>7.2.1</b>	<i>Instrucciones de mantenimiento.</i> .....	- 184 -
<b>7.2.1.1</b>	<i>Mantenimiento de los aspectos fundamentales de la máquina.</i> .....	- 184 -
<b>7.2.1.2</b>	<i>Mantenimiento del Sistema de Elevación.</i> .....	- 185 -
<b>7.2.1.3</b>	<i>Mantenimiento del Sistema de Freno</i> .....	- 186 -
<b>7.2.2</b>	<i>Precauciones de montaje del sistema mecánico.</i> .....	- 187 -
<b>7.3</b>	<b>Mantenimiento del sistema eléctrico y electrónico.</b> .....	- 188 -
<b>7.3.1</b>	<i>Precauciones de montaje del sistema eléctrico y electrónico.</i> .....	- 189 -
<b>7.4</b>	<b>Operación del sistema.</b> .....	- 189 -
<b>8.</b>	<b>COSTOS</b> .....	- 191 -
<b>8.1</b>	<b>Costos directos.</b> .....	- 191 -
<b>8.1.1</b>	<i>Materiales.</i> .....	- 191 -
<b>8.1.2</b>	<i>Costos por utilización de maquinaria.</i> .....	- 194 -



<b>8.1.3</b>	<i>Costos por utilización de herramientas .....</i>	- 195 -
<b>8.1.4</b>	<i>Costos de mano de obra.....</i>	- 196 -
<b>8.1.5</b>	<i>Costos por transporte. ....</i>	- 196 -
<b>8.1.6</b>	<i>Costos total directo .....</i>	- 197 -
<b>8.2</b>	<b>Costos indirectos .....</b>	- 197 -
<b>8.2.1</b>	<i>Costos ingenieriles.....</i>	- 197 -
<b>8.2.2</b>	<i>Documentación. ....</i>	- 197 -
<b>8.2.3</b>	<i>Costos total indirecto.....</i>	- 198 -
<b>8.3</b>	<b>Costos totales del equipo. ....</b>	- 198 -
<b>9.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	- 199 -
<b>9.1</b>	<b>Conclusiones. ....</b>	- 199 -
<b>9.2</b>	<b>Recomendaciones. ....</b>	- 199 -

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### BIBLIOGRAFÍA

### LINKOGRAFÍA

### ANEXOS

### PLANOS

## LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Diferencias principales entre el Ensayo Charpy e Izod .....	14 -
2	Aspectos generales del péndulo Charpy .....	17 -
3	Medidas y tolerancias aceptadas en las probetas de ensayo Charpy. ....	19 -
4	Efecto del ángulo de ranuración sobre la energía de ruptura del acero suave. ....	23 -
5	Efecto del radio en la raíz de la ranura de 45° en V sobre la energía de ruptura del acero al carbono de 0,65% .....	24 -
6	Propiedades características del acero estructural de calidad ASTM A36.....	30 -
7	Propiedades características del acero para maquinaria de calidad AISI/SAE 1045 .....	30 -
8	Porcentaje de micro estructura presentes en la fotografía de la probeta.....	31 -
9	Tabulación de los resultados obtenidos mediante los ensayos de impacto en el péndulo Charpy, laboratorio de resistencia de materiales ESPOCH, sobre el acero de calidad ASTM A36.....	33 -
10	Tabulación de los resultados obtenidos mediante los ensayos de impacto en el péndulo Charpy, laboratorio de resistencia de materiales ESPOCH, sobre el acero de calidad AISI / SAE 1045. ....	33 -
11	Criterios de evaluación para el sistema de elevación. ....	42 -
12	Criterios de evaluación para el sistema de freno. ....	42 -
13	Resultados de masa y volumen de los componentes del péndulo.....	45 -
14	Propiedades físicas del péndulo mediante programa SolidWors .....	47 -
15	Momento de Inercia del péndulo mediante programa SolidWorks en el eje xx.....	49 -
16	Código de clasificación de los materiales de fricción.....	57 -
17	Coeficientes de fricción para diversos materiales de freno o embrague.....	60 -
18	Tabla de datos para selección de chumacera .....	100 -
19	Factores de carga $f_w$ .....	101 -
20	Cargas en los rodamientos .....	102 -
21	Carga radial dinámica equivalente.....	102 -
22	Valores mínimos de factor de seguridad $S_0$ . ....	105 -
23	Tabla de cargas aplicadas en el embrague .....	107 -

24	Resultados obtenidos en proceso CAE para el embrague.....	- 108 -
25	Cargas aplicadas a la palanca de embrague .....	- 109 -
26	Resultados obtenidos en proceso CAE para la palanca de embrague.....	- 110 -
27	Cargas aplicadas a el pedal de freno .....	- 111 -
28	Resultados obtenidos en proceso CAE para la palanca de embrague.....	- 112 -
29	Cargas aplicadas a el pedal de freno .....	- 113 -
30	Resultados obtenidos en proceso CAE para el freno.....	- 114 -
31	Tabla de fuerzas transmitidas por la hembra de embrague .....	- 115 -
32	Características del hierro dúctil. ....	- 115 -
33	Características del acero ASTM A36. ....	- 116 -
34	Resultados obtenidos en proceso CAE para el freno.....	- 118 -
35	Tabla de características técnicas del contactor .....	- 127 -
36	Características del relé térmico.....	- 128 -
37	Características técnicas del motor eléctrico del moto-reductor .....	- 129 -
38	Tabla resumen de elementos utilizados en el sistema.....	- 131 -
39	Señales de entrada y salida .....	- 131 -
40	Tabla de asignación de canales del módulo NI9423.....	- 136 -
41	Tabla de asignación de cables y pines para el módulo NI9411. ....	- 137 -
42	Tabla de asignación de canales del módulo NI9401.....	- 138 -
43	Tabla de asignación del conector DB25. ....	- 139 -
44	Nombres y abreviaturas de los elementos utilizados en el sistema .....	- 141 -
45	Tabla de indicadores y controles utilizados en LabView .....	- 146 -
46	Condiciones mínimas de seguridad .....	- 149 -
47	Designación y especificaciones técnicas de máquinas y equipos .....	- 157 -
48	Designación de herramientas y accesorios utilizados .....	- 159 -
49	Operaciones tecnológicas. ....	- 160 -
50	Operaciones de montaje del sistema de elevación.....	- 164 -
51	Operaciones de montaje del sistema de freno.....	- 165 -
52	Operaciones de montaje del sistema eléctrico electrónico .....	- 166 -
53	Operaciones de Montaje de la carcasa del péndulo .....	- 167 -
54	Datos del péndulo Charpy.....	- 170 -
55	Ángulos obtenidos en ensayos de vacio .....	- 170 -
56	Masas de las pesas utilizadas .....	- 173 -
57	Resultados obtenidos .....	- 173 -

58	Materiales utilizados para las pruebas .....	- 175 -
59	Ángulos obtenidos del ensayo con Acero DF2.....	- 176 -
60	Ángulos obtenidos del ensayo con Acero ASTM A36.....	- 176 -
61	Ángulos obtenidos del ensayo con Acero V320 .....	- 177 -
62	Ángulos obtenidos del ensayo con Acero INOX A304 .....	- 177 -
63	Resumen de ángulos obtenidos del ensayo .....	- 177 -
64	Factor de corrección obtenido.....	- 178 -
65	Ángulos ajustados a valores de referencia .....	- 178 -
66	Resumen de los ángulos ajustados.....	- 179 -
67	Datos para la tara tura de la máquina.....	- 180 -
68	Ángulos obtenidos del ensayo con Acero DF2.....	- 182 -
69	Ángulos obtenidos del ensayo con Acero ASTM A36.....	- 182 -
70	Ángulos obtenidos del ensayo con Acero V320 .....	- 182 -
71	Ángulos obtenidos del ensayo con Acero INOX A304 .....	- 183 -
72	Resultados obtenidos en el ensayo.....	- 183 -
73	Actividades de mantenimiento para la máquina Charpy .....	- 185 -
74	Mantenimiento del sistema de elevación. ....	- 186 -
75	Mantenimiento del sistema de freno .....	- 187 -
76	Mantenimiento del sistema de eléctrico y electrónico.....	- 188 -
77	Costo de materiales por unidad; valor total sin I.V.A; valor total mas I.V.A. ....	- 191 -
78	Costo por hora de la utilización de la maquinaria .....	- 194 -
79	Costos por utilización de herramientas pequeñas .....	- 195 -
80	Costos por mano de obra. ....	- 196 -
81	Costos por transporte .....	- 196 -
82	<i>Costo total directo</i> .....	- 197 -
83	Costo total indirecto.....	- 197 -
84	Costos totales .....	- 198 -

## LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Péndulo Charpy del laboratorio de Resistencia de Materiales de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo .....	3 -
2	Resiliencia en términos del diagrama de esfuerzo y deformación.....	12 -
3	Representación de una máquina de ensayo Charpy .....	18 -
4	Medidas estándar de la probeta para el ensayo Charpy. ....	18 -
5	Probetas alternativas del ensayo Charpy (ojo de cerradura).....	19 -
6	Disposición de la probeta en la máquina. ....	20 -
7	Influencia de las bajas temperaturas y del tipo de ranura sobre la resistencia al impacto de dos aceros vaciados normalizados y laminados, ambos con un contenido de carbono de 0.18%. ....	24 -
8	Naturaleza general de la variación con la temperatura de la energía hasta la ruptura de los ensayos al impacto de los metales. ....	25 -
9	Variación del rango de la temperatura de transición para el acero en el ensayo de Charpy.....	26 -
10	Corte y pulido del material de ensayo siguiendo la norma de preparación de probetas metalográficas “ASTM E3” .....	31 -
11	Determinación de áreas de ferrita y perlita en AUTO-CAD .....	31 -
12	Comparación de la micro estructura del acero AISI 1045 a una ampliación de 500X .....	32 -
13	Fotografía de un acero AISI 1045 a una ampliación de 500X.....	32 -
14	Representación Péndulo Charpy .....	43 -
15	Vista en el plano y-z del péndulo; .....	45 -
16	Vista en el plano x-z del péndulo.....	46 -
17	Posición inicial del péndulo. ....	50 -
18	Posición horizontal del péndulo.....	50 -
19	Posición final del péndulo.....	51 -
20	Representación gráfica del desplazamiento del péndulo desde su posición inicial en la parte superior .....	51 -
21	Diagrama cinemático del péndulo modificado .....	55 -
22	Embrague cónico .....	56 -
23	Representación de las cargas aplicadas al embrague .....	60 -

24	Accionamiento manual del sistema de embrague .....	61 -
25	Palanca de accionamiento del embrague .....	62 -
26	Palanca principal de accionamiento del embrague .....	62 -
27	Componentes de la fuerza de tensión en el eje motriz de la transmisión. ....	67 -
28	Representación de la inclinación de la transmisión en el péndulo. ....	67 -
29	Representación de las cargas en el embrague cónico .....	69 -
30	Representación de las Cargas dispuestas sobre el macho de embrague, en el plano x-y.....	69 -
31	Descomposición vectorial de cada carga dispuesta sobre el cono de embrague.....	70 -
32	Distribución de las cargas en el eje de embrague las cargas en el eje de embrague.....	71 -
33	Diagrama de fuerza y momento en el plano XY .....	72 -
34	Representación de las cargas dispuestas sobre el macho de embrague, en el plano x-z.....	73 -
35	Distribución de las cargas en el eje de embrague las cargas en el eje de embrague en el plano xz .....	73 -
36	Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa MdSolid). ....	74 -
37	Representación del eje ubicando la sección más crítica en el mismo.....	76 -
38	Representación de fluctuación de cargas. ....	77 -
39	Figura de la geometría de la chaveta en el eje .....	80 -
40	a) Medidas del freno de tambor de zapata larga que se desea construir, b) Disposición de las cargas en dicho elemento. ....	82 -
41	Representación gráfica del pedal de freno .....	83 -
42	Cargas aplicadas al eje del péndulo por la transmisión de cadena. ....	85 -
43	Cargas aplicadas al tambor de freno .....	86 -
44	Cargas en el péndulo al momento del impacto. ....	88 -
45	Cargas presentes en el eje que soporta el péndulo.....	89 -
46	Eje sin empotramiento intermedio, eje apoyado isostáticamente. ....	89 -
47	Eje cargado únicamente con la carga que se desea calcular. ....	91 -
48	Representación del eje con todas sus cargas.....	93 -
49	Diagrama de cortante en el eje del péndulo .....	94 -
50	Diagrama de momento flector en el eje del péndulo .....	94 -
51	Representación del eje que sostiene el péndulo.....	95 -

52	Representación del embrague con todas sus cargas.....	- 107 -
53	Diseño CAE del embrague. ....	- 108 -
54	Representación de las cargas aplicadas en la palanca de embrague .....	- 109 -
55	Diseño CAE de la Palanca de Embrague.....	- 110 -
56	Representación de las cargas aplicadas en el pedal de freno .....	- 111 -
57	Diseño CAE de la Palanca de Embrague.....	- 112 -
58	Representación de las cargas aplicadas en el freno .....	- 113 -
59	Diseño CAE de la Palanca de Embrague.....	- 114 -
60	Asignación de fuerzas en hembra de embrague.....	- 116 -
61	Diseño CAE de la hembra de embrague .....	- 117 -
62	Partes de un sistema DAQ, tomado de NI.com .....	- 119 -
63	Señales emitidas por un encoder incremental .....	- 123 -
64	cDAQ-9178 Chasis .....	- 125 -
65	Luces piloto utilizadas en el sistema.....	- 126 -
66	Contactor magnético trifásico .....	- 127 -
67	Relé térmico .....	- 128 -
68	Moto-reductor Sumitomo .....	- 129 -
69	Diagrama bloque de una estructura básica de un transformador lineal .....	- 133 -
70	Representación del circuito de la fuente. ....	- 134 -
71	Pistas del circuito de alimentación.....	- 135 -
72	Asignación de las terminales y los pines .....	- 135 -
73	Asignación de las terminales y pines .....	- 136 -
74	Pines de entrada y salida del módulo NI9401 .....	- 138 -
75	Esquema del circuito de conexión .....	- 140 -
76	Circuito auxiliar de mando .....	- 141 -
77	Circuito de potencia .....	- 142 -
78	Esquema del circuito combinado de control y potencia. ....	- 142 -
79	Diseño de la placa del circuito de control y potencia .....	- 143 -
80	Fotografía de los elementos montados en la baquelita .....	- 144 -
81	Pantalla de proyecto de LabView .....	- 145 -
82	Figura demostrativa del panel frontal mostrada al usuario .....	- 146 -
83	Instrumentos virtuales en el diagrama de bloques .....	- 147 -
84	Ingreso al DAQ assistant para las señales de entrada .....	- 148 -
85	Representación gráfica del While Loop.....	- 149 -

86	Esquema de programación gráfica en LabView. ....	151
87	Parámetros del péndulo Charpy .....	- 152 -
88	Programación en diagrama de bloques para obtención de energía .....	- 155 -
89	Programación en diagrama bloque para la elaboración del informe.....	- 156 -
90	Curso-grama de construcción del sistema de elevación .....	- 163 -
91	Curso-grama de montaje del sistema de elevación .....	- 164 -
92	Curso-grama de construcción del sistema de freno .....	- 164 -
93	Curso-grama de montaje del sistema de freno.....	- 165 -
94	Curso-grama de construcción del sistema electrónico.....	- 165 -
95	Curso-grama de montaje del sistema eléctrico electrónico .....	- 166 -
96	Curso-grama de construcción de la carcasa del péndulo .....	- 166 -
97	Curso- grama de montaje de la carcasa del péndulo.....	- 167 -
98	Esquema gráfico de cargas experimentales en el martillo del péndulo .....	- 171 -
99	Experimentación mediante balanza en el péndulo Charpy .....	- 172 -
100	Esquema de la obtención del punto de aplicación de cargas .....	- 174 -
101	Representación de la regla de tres simple .....	- 178 -
102	Línea de calibración.....	- 179 -
103	Ajuste de línea de calibración.....	- 180 -



## SIMBOLOGÍA

Símbolo	Definición	Unidad
$\sigma$ :	Esfuerzo	$\text{Kgf}/\text{cm}^2$ .
$\varepsilon$ :	Deformación unitaria	
<b>E</b>	Módulo de Young	$\text{Kgf}/\text{cm}^2$ .
<b>m</b>	Masa	Kg.
$\delta$ :	Densidad	$\text{Kg}/\text{m}^3$ .
<b>V</b> :	Volumen	$\text{m}^3$ .
<b>I</b> :	Inercia	$\text{Kg} * \text{cm}^4$ .
<b>d</b> :	Distancia	m.
<b>W</b> :	Peso	N.
$M_o$ :	Momento	$\text{N} * \text{m}$ .
<b>v</b> :	Velocidad lineal	$\text{m}/\text{s}$ .
<b>g</b> :	Gravedad	$\text{Kg} * \text{m}/\text{s}^2$
<b>h</b> :	Altura	m.
$\omega$ :	Velocidad angular	$\text{rad}/\text{s}$ .
<b>R</b> :	Radio	m.
$E_p$ :	Energía potencial	$\text{kgf. m}$ .
<b>Pot</b> :	Potencia	Kw.
<b>FS</b> :	Factor de servicio	
$\alpha$ :	Ángulo de Conicidad	Grados.
$\eta$ :	Eficiencia	
<b>T</b> :	Torque	$\text{N} * \text{m}$ .
$p_0$ :	Presión máxima.	$\text{Kgf}/\text{cm}^2$ .
<b>F</b> :	Fuerza de trabajo	N.
$F_f$ :	Fuerza de fricción	N.
<b>f</b>	Coefficiente de fricción	

$\bar{N}$ :	Fuerza normal	N.
i:	Relación de transmisión	
$n_{\text{motriz}}$ :	Número de revoluciones del motriz	RPM
$n_{\text{conducido}}$ :	Número de revoluciones del conducido	RPM
$N_{\text{conducido}}$ :	Número de dientes del conducido	
$N_{\text{motriz}}$ :	Número de dientes del motriz	
p:	Presión	Kgf/cm <sup>2</sup> .
L:	Longitud de cadena	Pasos.
C:	Distancia entre centros	Inch.
$\theta$ :	Ángulo de abrazamiento	Grados
A:	Area	cm <sup>2</sup> .
$\sigma_c$ :	Esfuerzo por compresión	Kgf/cm <sup>2</sup> .
$M_f$ :	Momento Flector	N * m.
$\sigma_f$ :	Esfuerzo por flexión	Kgf/cm <sup>2</sup> .
$\tau$ :	Esfuerzo por torsión	Kgf/cm <sup>2</sup> .
J:	Momento polar de Inercia	cm <sup>4</sup> .
<b>Sy</b>	Resistencia a la fluencia	N/m <sup>2</sup>
<b>Sut</b>	Resistencia última a la tensión	N/m <sup>2</sup>
<b>Ka:</b>	Acabado superficial:	
<b>Kb:</b>	<i>Factor de tamaño:</i>	
<b>Kc:</b>	<i>Factor de Confiabilidad</i>	
<b>Kd:</b>	<i>Factor de ambiente</i>	
<b>Ke:</b>	<i>Factor por concentración de esfuerzos</i>	
<b>Kg:</b>	Factor por efectos diversos	
Kt:	Factor geométrico	
Se:	Límite a la fatiga	
$\sigma_{\text{eqa}}$ :	Esfuerzos equivalentes	Kgf/cm <sup>2</sup>

$\sigma_m$ :	Esfuerzo medio	Kgf/cm <sup>2</sup>
$\sigma_a$ :	Esfuerzo Amplitud	Kgf/cm <sup>2</sup>
n:	Factor de seguridad	
$\mu$ :	Coeficiente de fricción cinética	
r:	Radio del tambor de freno	cm.
e:	Espesor de la balata de freno	cm.
$\alpha$ :	Aceleración angular	rad/s <sup>2</sup> .
$F^t$ :	Fuerza tangencial	N.
$F^n$ :	Fuerza radial	N.
$C_r$	Capacidad de carga dinámica	N.
$C_{or}$	Capacidad de carga estática	N.
$P_{or}$ :	Carga radial estática equivalente	N.
$Fr$ :	Carga radial real	N.
$Fa$ :	Carga axial real	N.
$Xo$ :	Factor de carga radial estática	
$Yo$ :	Factor de carga axial estática	
<b>L10</b>	Vida nominal básica	10 <sup>6</sup> revoluciones
<b>Pr</b> :	Carga dinámica equivalente	N.
$S_o$	Factor de seguridad	
$E_r$ :	Energía de ruptura de la probeta.	Joules.
<b>P</b>	Peso	Kgf
$E_{Real}$	Energía real	Joules.
$E_f$ :	Energía disipada por las fricciones	Joules.
$E_k$	Energía cinética	Joules.

## LISTA DE ABREVIACIONES

<b>SAE</b>	Sociedad de Ingenieros Automotrices
<b>HP</b>	Potencia
<b>n</b>	Coeficiente de seguridad.
<b>ISO</b>	International Organization Standarization (Organización Internacional para la Estandarización)
<b>ASTM</b>	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales).
<b>RPM.</b>	Revoluciones por minutos
<b>INEN</b>	Instituto Ecuatoriano de Normalización
<b>AISI</b>	American Iron and Standart Institute. (Instituto Americano del Hierro y del Acero)
<b>CAE</b>	Computer Aided Engineering (Ingeniería Asistida por Computador)
<b>DAQ</b>	Data Acquisition Device (Dispositivo de Adquisición de Datos)
<b>LabVIEW</b>	Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench (Laboratorio de instrumentos virtuales de ingeniería)
<b>NI</b>	National Instruments

## **LISTA DE ANEXOS**

<b>A</b>	Propiedades del Acero A36
<b>B</b>	Propiedades del Acero AISI 1045.
<b>C</b>	Volumen diversos sólidos geométricos
<b>D</b>	Masas y momentos de inercia de cuerpos con diversas formas geométricas
<b>E</b>	Características del moto-reductor
<b>F</b>	Tabla de selección del moto-reductor
<b>G</b>	Muestreo de fuerza muscular aplicada en palancas
<b>H</b>	Factor de servicio de la cadena de transmisión
<b>I</b>	Carta de selección del número de cadena
<b>J</b>	Selección del piñón de transmisión
<b>K</b>	Dimensiones del piñón de transmisión
<b>L</b>	Factor de superficie
<b>M</b>	Dimensiones de la chumacera
<b>N</b>	Características del encoder
<b>O</b>	Características del módulo NI 9423
<b>P</b>	Características del módulo NI 9401
<b>Q</b>	Características del módulo NI 9411
<b>R</b>	Características del regulador de voltaje L7805
<b>S</b>	Características del regulador de voltaje variable LM317
<b>T</b>	Propiedades del acero V320
<b>U</b>	Propiedades del acero INOX A304

## RESUMEN

El tema es "Diseño, construcción e implementación de un sistema de elevación y frenado para el péndulo Charpy"

Este trabajo de investigación fue realizado para evitar el desgaste físico provocado por el levantamiento del martillo del péndulo además de proporcionar los resultados obtenidos de una manera clara y concisa.

El objetivo principal es diseñar, construir e implementar un sistema de elevación y freno en el péndulo Charpy así como de un sistema de adquisición de datos para obtener la energía absorbida por el material y la curva de transición, y tener elementos de protección.

Se uso una metodología basada en el modelo de Pahl y Beitz's en el desarrollo de la tesis.

El trabajo es Diseño, Construcción e implementación de un sistema de elevación y frenado del péndulo Charpy. En el Laboratorio de resistencia de Materiales de la Facultad de Mecánica existe una máquina de ensayos de impacto, la cual fue concebida como tema de tesis en el año de 1998 y fue sujeta a un rediseño en el año 2002, la misma funcionaba de manera manual, y presentaba un alto riesgo para el operador.

En la actualidad la máquina fue modificada, instalando en ella un sistema de elevación y un sistema de freno, también se instaló un sistema electrónico de adquisición y control de datos que permite obtener las lecturas de energía absorbida por el material utilizando una interfaz diseñada en LabView, donde se elaboran informes con estos valores y se obtiene la curva de transición del material.

Se construyó también un sistema de protección para salvaguardar la integridad física de las personas que se encuentren realizando los ensayos, se calibro la máquina siguiendo los lineamientos de las normas INEN 130, INEN 1502 e INEN 1503 y las normas ASTM E23 para verificar los parámetros de funcionamiento, logrando así reducir el error de la lectura en la misma, que es del 1%, obtenido de los resultados del ensayo en diversos tipos de materiales, cumpliendo con la normativa vigente.

En conclusión, se cumplió con los objetivos planteados en la tesis y se recomienda que el mantenimiento de la maquina sea continuo y su utilización se realice con precaución.

## **ABSTRACT**

The topic is “Design, Construction and Implementation of a braking and lifting system for the Charpy Pendulum.”

This research work was done to avoid the physical exhausting caused by the lifting of pendulum hammer. In addition, to provide results in a clear concise.

The main goal is to design, to construct, and implement a lifting and braking system in the Charpy Pendulum and a data acquisition system for the energy absorbed by the material and the transition curve, and to have protection elements.

It was used a methodology based in the Pahl and Beitz’s model in the development of the thesis.

The work is Design, Construction and Implementation of a braking and lifting system of the Charpy Pendulum. There is at ESPOCH Strength Materials Laboratory-School of Mechanics an impact-testing machine, which was created as a thesis topic in 1998 and it was subject to a redesign in 2002, the same work by hand, and it had a high risk to the operator.

Currently the machine was modified by installing in it a lifting and a braking system, also it was installed an electronic data acquisition and control which allows to obtain readings of energy absorbed by the material, using an interface designed in LabView, where reports are prepared with these values and obtain the transition curve of the material.

Also, it was constructed a protection system to safeguard the physical integrity of people who are carrying out tests, the machine was calibrated following the guidelines of INEN 130, INEN 1502 and INEN 1503 and ASTM E23 rules, to check parameters operation. Thereby reducing the read error on the same, which is 1% retrieved from test results in various types of materials, complying with current regulations.

In conclusion, it was complied with the objectives stated in the thesis and it is recommended that the maintenance of the machine is continuous and its use is done with caution.

# CAPÍTULO I

## 1. GENERALIDADES

### 1.1 Introducción

La primera opinión que se tiene al observar el péndulo de Charpy es, que se trata de una máquina de ensayo muy simple desde el punto de vista mecánico. Sin embargo, a pesar de esa sencillez mecánica, con este instrumento se pueden realizar varias pruebas de impacto donde se demuestra de forma rápida y didáctica, la influencia que tienen determinados factores en el comportamiento mecánico de los materiales.

El nombre del ensayo se debe a su creador Agustín Georges Albert Charpy (1865 – 1945). A través del mismo se puede conocer el comportamiento que tienen algunos tipos de materiales ante el impacto. El cual consiste en golpear mediante una masa a una probeta situada en un soporte S (ver figura 1). La masa M, la cual se encuentra acoplada al extremo del péndulo de longitud L, se deja caer desde una altura H, mediante la cual se controla la velocidad de aplicación de la carga en el momento del impacto.[1]

Figura 1. Péndulo Charpy del Laboratorio de Resistencia de Materiales de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo





Si se conoce que los ensayos estáticos de tracción, permiten conocer la capacidad de resistencia y deformabilidad de un material cuando se lo somete a un esfuerzo progresivo, aplicado a una velocidad moderada, estas propiedades pueden variar según la naturaleza de las cargas y condiciones de trabajo. Es por esto, que en muchos de los casos se deben considerar los factores que inciden en la destrucción de la pieza de acuerdo al empleo práctico del mecanismo o estructura a las que pertenece. En los elementos sometidos a efectos exteriores instantáneos o variaciones bruscas de las cargas, su falla se produce generalmente al no aceptar deformaciones plásticas o por fragilidad, aún en aquellos materiales considerados como dúctiles. En estos casos, es conveniente analizar el comportamiento del material en experiencias de choque o impacto.

Siendo las sollicitaciones de choque o impacto de aplicaciones prácticamente instantáneas, las ondas de tensión generadas pueden no propagarse, provocando la rotura por deformaciones localizadas. Por lo expuesto, las propiedades mecánicas de los materiales sometidos a efectos dinámicos de choque se ven sensiblemente modificadas, aunque los mecanismos de deformación plástica presumiblemente no varían con el modo de aplicación de la carga.

Los ensayos de choque determinan, la fragilidad o capacidad de un material de absorber cargas instantáneas, por el trabajo necesario para producir la fractura de la probeta de un solo impacto. Este concepto no ofrece una propiedad definida del material, sino que constituye un índice comparativo de su plasticidad, con respecto a las obtenidas en otros ensayos realizados en idénticas condiciones, dado que no admite otra condición de comparación o semejanza. Por lo tanto, deben tenerse en cuenta los distintos factores que producen el efecto fragilizante.

Otra aplicación del ensayo dinámico de choque es comprobar los distintos grados de revenido que pueden alcanzarse en los aceros, como también verificar el correcto recocido o forjado de los mismos, lo que muchas veces no es posible deducir de ensayos estáticos, pues dan valores similares hasta para aquellos que son incorrectamente tratados térmicamente. En estos casos, el tratamiento defectuoso se pone de manifiesto en las pruebas de impacto sobre probetas entalladas, al obtener valores muy inferiores de su resiliencia.

En resumen se dirá que el objeto del ensayo de choque es, comprobar si una máquina o estructura fallará por fragilidad bajo las condiciones que le impone su empleo, especialmente cuando las piezas experimentan concentración de tensiones por cambios bruscos de sección, maquinados incorrectos, bajas temperaturas, o verificar el correcto tratamiento térmico del material ensayado.

La falla por fragilidad resulta, ocasionada por diversos factores que, actuando juntos o separados, modifican las características mecánicas de los metales.

De los estudios realizados se comprobó, que tres son las causas más importantes de aquellas variaciones: la variación en la velocidad de la deformación producida por la rapidez en la aplicación de la carga, la aparición de estados complejos de tensiones generados por el “efecto de forma”, y las bajas temperaturas que disminuyen la tenacidad de los metales.

Teniendo en cuenta que los mecanismos de deformación se desarrollan en el tiempo, es evidente que una variación brusca de la carga aplicada puede demorar el inicio de la deformación plástica y, aún más, limitarla a valores inferiores a los observados en sollicitaciones estáticas.

Se sabe que las entallas generan picos de tensión, el estado crítico no se alcanza de manera uniforme en la sección de impacto, produciendo fisuras que pueden propagarse rápidamente en toda la sección.

Por último, los valores de trabajo o energía necesaria para producir la rotura varían con la temperatura, es necesario fijar lo que se llama temperatura de transición, aquella en la cual en material cambia su capacidad de deformación (dúctil a frágil). [2]

## **1.2 Situación del problema**

En la actualidad, la máquina se encuentra funcionando, cumpliendo con la labor para la que fue construida; ésta se encuentra con leves daños, todo el sistema tiene un funcionamiento manual, y la seguridad tanto, del operario y de los usuarios es riesgosa, razón por la que se plantea la necesidad de corregir estos parámetros y mejorar la operación, funcionamiento y la seguridad de la máquina.

Puesto que las lecturas se toman también de una manera visual en el dial de energía, se ha previsto un sistema de adquisición de datos para el péndulo, que permitirá adquirir

estas lecturas de una manera más precisa, utilizando métodos de control para la facilidad de manejo del mismo.

### **1.3 Antecedentes**

En el área de Resistencia de Materiales es muy necesario conocer cada una de las características que poseen los materiales metálicos por medio de la experimentación, advirtiendo cambios que éstos pueden presentar de una probeta a otra, siendo constituidos por el mismo material o aleación y, comparándolos con los resultados ya obtenidos por los diferentes estándares de normas ya existentes en el medio.

Por esta razón en el año de 1998 fue construida una máquina de Ensayo de Impacto o “Péndulo Charpy”, en el “Laboratorio de Resistencia De Materiales”, el cual luego de un estudio, en el año 2002 fue rediseñado, reforzándolo, mejorando su calibración y sus características de diseño. Ambos fueron concebidos como temas de tesis, los cuales han tratado el mejoramiento de la enseñanza dentro de la Facultad de Mecánica, utilizando para ello normas específicas en la construcción y reconstrucción del mismo.

Ésta tesis, está concebida para complementar las tesis anteriores, realizando una investigación a fondo de los diferentes elementos, accesorios y herramientas utilizadas, para que éstas sean las más adecuadas en la modernización de la máquina.

Ya modernizada la máquina, ésta debe ser re-calibrada, calculando las pérdidas que la máquina tendrá por diferentes razones, y por medio de pruebas en probetas, cuyos materiales se encuentran normalizados y estandarizados, estos materiales son los aceros AISI 1045, ASTM A36, DF2, V320, que permitirán la calibración del péndulo para que éste cumpla con los estándares de acreditación nacional establecidos en las normas.

### **1.4 Justificación técnico - económica**

Para un mejor desenvolvimiento de nuestro país, es deber de los centros educativos superiores, formar profesionales que puedan: desarrollar proyectos económica y tecnológicamente sustentables de acuerdo a las nuevas tendencias tecnológicas que existen en la actualidad. Las mismas que permitan a los usuarios beneficiarse de un adecuado y fácil funcionamiento en las diversas máquinas y estructuras, de cuya planificación, diseño y construcción, se ocupa el Ingeniero Mecánico en su actividad práctica.

Las piezas y elementos mecánicos deben tener, entre otras, las propiedades de resistencia mecánica, que garanticen a las máquinas y estructuras que al ser sometidas a la acción de cargas, éstas no fallen.

Al momento de determinar las condiciones de seguridad para el diseño de una estructura o de una máquina, es vital el estudio de las cargas de tipo dinámico, ya que se conoce que, cuando los materiales son sometidos a cargas de éste tipo su comportamiento difiere notablemente de la aplicación de cargas estáticas.

Uno de los tipos de carga dinámica que mayor daño puede causar a un diseño, es la carga de impacto, ya que ésta se presenta súbitamente, causando grandes esfuerzos debido a la transformación, la absorción y disipación de la energía involucrada en el evento. Con las máquinas para ensayos de impacto se estudia el comportamiento de un material específico a estas condiciones de carga; como se hace en el “Laboratorio de Resistencia de Materiales de la Escuela de Ingeniería Mecánica” mediante el ensayo de impacto (Péndulo Charpy).

El ensayo Charpy consiste en determinar la pérdida de energía en el momento del choque con el material, que en términos económicos se los puede utilizar en las industrias aeronáutica y automotriz, que por experiencia han encontrado, que esta prueba garantiza un servicio satisfactorio de las piezas que experimentan cargas de choque o impacto.[3]

El proyecto a desarrollar tiene la finalidad de permitirle al estudiante tener una mejor apreciación del comportamiento que tienen los materiales cuando están en servicio, puesto que la máquina a ser readecuada para la demostración didáctica del fenómeno de impacto, contará con nuevos sistemas, que permitirán obtener resultados cercanos a los esperados, así como un menor margen de error en su determinación.

## **1.5 Objetivos**

**1.5.1 Objetivo general.** Diseño, construcción e implementación de un Sistema De Elevación y Frenado, e instalación de un Medio Electrónico de Adquisición de Datos para el péndulo Charpy.

**1.5.2 Objetivos específicos.**

- Determinar los parámetros de funcionamiento del péndulo Charpy.
- Analizar diferentes tipos de accionamientos y frenos.
- Seleccionar las diferentes alternativas y diseñarlas.
- Estudiar las operaciones tecnológicas para la construcción y montaje de los elementos que han sido seleccionados.
- Proyectar el circuito eléctrico de control para la aplicación de los elementos seleccionados.
- Construir una carcasa ó módulo protector del péndulo.
- Realizar el montaje de los elementos seleccionados, tratando de manejar conceptos de estética.
- Realizar pruebas de funcionalidad y repetividad para estandarizar el funcionamiento de la máquina.
- Utilizar el sistema electrónico de adquisición de datos para obtener la curva de transición del material.

## CAPÍTULO II

### 2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

#### 2.1 Fundamento teórico [4]

**2.1.1 Propiedades mecánicas.** Éstas pueden definirse específicamente como aquellas que tienen que ver con el comportamiento (ya sea elástico o inelástico) de un material bajo fuerzas aplicadas. Las propiedades mecánicas se expresan en términos de cantidades que son funciones del esfuerzo, deformación o ambas simultáneamente.

El ensayo mecánico se ocupa de la determinación de las medidas de las propiedades, las mediciones primarias involucradas son la determinación de la carga y el cambio de longitud. Éstas se convierten en términos de esfuerzo y deformación por medio de la consideración de las dimensiones de la probeta. Las propiedades mecánicas fundamentales son la *resistencia*, la *rigidez*, la *elasticidad*, la *plasticidad* y la *capacidad energética*. La resistencia de un material se mide por el esfuerzo según el cual se desarrolla alguna condición limitativa. Las principales condiciones limitativas o criterios de la falla son la terminación de la acción elástica y la ruptura. La dureza, usualmente indicada por la resistencia a la penetración o la abrasión en la superficie de un material, puede considerarse como un tipo o una medida particular de la resistencia.

La rigidez tiene que ver con la magnitud de la deformación que ocurre bajo la carga; dentro del rango del comportamiento elástico, la rigidez se mide por el “módulo de elasticidad”. La elasticidad (más no el “módulo de elasticidad”) se refiere a la capacidad de un material para deformarse no permanentemente al retirar el esfuerzo. La capacidad de un material para absorber energía elástica depende de la resistencia y la rigidez; la capacidad energética en el rango de acción elástica se denomina resiliencia; la energía requerida para romper un material se toma como la medida de su tenacidad.

**2.1.1.1 Elasticidad.** Es aquella propiedad de un material por virtud de la cual, las deformaciones causadas por el esfuerzo desaparecen al removerlas. Algunas sustancias, tales como los gases, poseen únicamente elasticidad volumétrica, pero los sólidos

pueden poseer, además, elasticidad de forma. Un cuerpo perfectamente elástico se concibe como aquel que recobra completamente su forma y sus dimensiones originales al retirar el esfuerzo.

No se conocen materiales que sean perfectamente elásticos a través del rango de esfuerzos completo hasta la ruptura, aunque algunos materiales, como el acero, parecen ser elásticos en un considerable rango de esfuerzos.

De acuerdo con el concepto del comportamiento elástico, es una medida cuantitativa de la elasticidad de un material que podría lógicamente expresarse como el grado al cual el material puede deformarse dentro del límite de la acción elástica. Sin embargo, como los ingenieros, por lo general, piensan en términos de esfuerzo más bien que deformación, un índice práctico de la elasticidad es el esfuerzo que marca el límite efectivo del comportamiento elástico.

**2.1.1.2 Plasticidad.** La plasticidad es aquella propiedad que permite al material sobrellevar la deformación permanente sin que sobrevenga la ruptura. Una expresión general de la acción plástica involucraría la velocidad de deformación, ya que en el estado plástico los materiales pueden deformarse bajo el esfuerzo constante y sostenido; asimismo involucraría el concepto del límite de deformación antes de la ruptura. Las evidencias de la acción plástica en los materiales estructurales se llaman deformación, flujo plástico y creep.

La plasticidad es de importancia en las operaciones de formación, conformación, y extrusión. Algunos metales se conforman en frío, por ejemplo la laminación profunda de láminas delgadas, muchos metales son conformados en caliente, por ejemplo, la laminación de perfiles de acero estructural y el forjado de ciertas partes para máquinas. Los materiales maleables son aquellos que pueden martillarse para formar láminas delgadas sin fractura; la maleabilidad depende tanto de la suavidad como de la plasticidad del metal.

De importancia particular en conexión con el ensayo mecánico es una manifestación de la plasticidad. La ductilidad es aquella de un material que le permite ser estirado a un grado considerable antes de romperse y simultáneamente sostener una carga apreciable. El acero suave es un material dúctil. Se dice que un material no dúctil es quebradizo, esto es, se quiebra o rompe con poco o ningún alargamiento. El hierro fundido y el

concreto son materiales quebradizos. Usualmente la resistencia a la tensión de los materiales quebradizos asciende a solamente una fracción de su resistencia a compresión.

**2.1.1.3 Rigidez.** La rigidez tiene que ver con la deformabilidad relativa de un material bajo carga. Se le mide por la velocidad de esfuerzo con respecto a la deformación. Mientras mayor sea el esfuerzo requerido para producir una deformación dada, más rígido se considera que es el material.

Bajo un esfuerzo simple dentro del rango proporcional, la razón entre el esfuerzo y la deformación correspondiente es denominada módulo de elasticidad (E). Este término es un tanto equívoco, ya que se refiere a la rigidez dentro del rango elástico, más bien que a la elasticidad. Correspondiendo a los tres tipos fundamentales de esfuerzo, existen tres módulos de elasticidad como son, el módulo en tensión, compresión y cortante. Bajo el esfuerzo de tensión, esta medida de rigidez es, frecuentemente llamada *módulo de Young*. Bajo corte simple la rigidez es algunas veces llamada *módulo de rigidez*.

El término flexibilidad se usa frecuentemente como antónimo de rigidez. Sin embargo, la flexibilidad por lo común tiene que ver con la flexión o el flambéo; de este modo, puede connotar facilidad para flexionarse en el rango plástico. La rigidez o flexibilidad efectiva o total de un cuerpo o miembro estructural es obviamente una función de las dimensiones y la forma de un cuerpo así como de las características de un material.

**2.1.1.4 Capacidad energética.** La capacidad de un material para absorber o almacenar energía es de importancia en conexión con los problemas de la resistencia al choque, carga por impacto. El principio básico involucrado es que el trabajo es igual a la fuerza por la distancia.

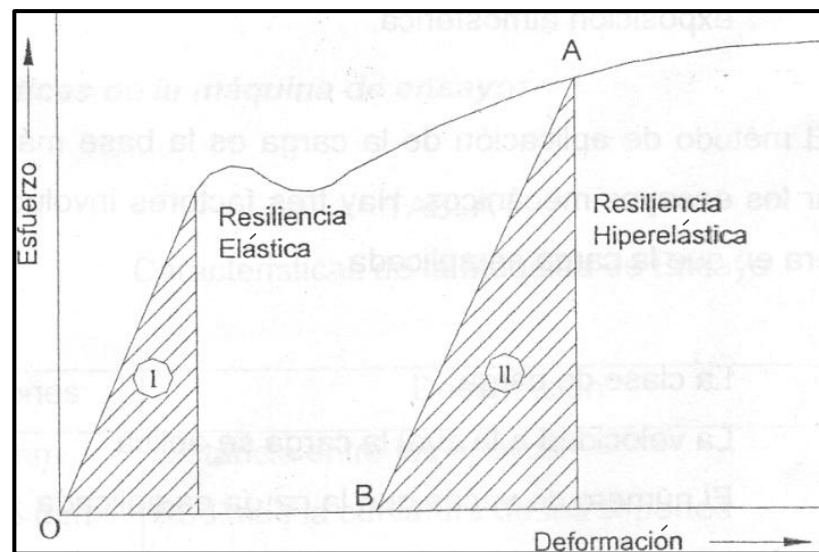
La cantidad de energía absorbida al esforzar un material hasta el límite elástico, o la cantidad de energía que puede recobrase cuando el esfuerzo es liberado del límite elástico, es llamada *resiliencia elástica*. La energía almacenada por unidad de volumen en el límite elástico es el módulo de resiliencia. Para un volumen unitario, por ejemplo, un cubo de una pulgada, la resiliencia es el producto del esfuerzo promedio por la deformación.

$$\frac{\sigma}{2} \epsilon = \frac{\sigma}{2} \frac{\sigma}{E} = \frac{\sigma^2}{2E}$$



En términos del diagrama de esfuerzo y deformación, la absorción de energía está representada por el área de abajo del diagrama. En la figura 2, la cual muestra un diagrama típico para acero suave, la resiliencia elástica está representada por el área *I*. Si la carga es soltada desde algún punto A en el rango plástico el diagrama de recuperación es aproximadamente a una línea recta (AB) y la energía liberada está representada por el área *II*; ésta ha sido llamada resiliencia híper-elástica.

Figura 2. Resiliencia en términos del diagrama de esfuerzo y deformación.



Fuente: Harner E. D.

El módulo de resiliencia es una medida, que puede llamarse “resistencia a la energía elástica del material” y es de importancia en la selección de materiales para servicio cuando las partes están sometidas a cargas de energía, pero cuando los esfuerzos deben mantenerse dentro del límite elástico. Debe señalarse que para un alto módulo de resiliencia un material debe poseer una resistencia elástica relativamente alta, un módulo de elasticidad bajo, o ambos.

**2.1.2 Tipos de ensayos mecánicos.** Para aproximar las condiciones en que un material debe comportarse en servicio, es necesario un cierto número de procedimientos de ensayo. La relación entre varios procedimientos de ensayo puede evidenciarse por medio de una clasificación ordenada de las condiciones de ensayo, los tipos principales son:

- a) Aquellas relacionadas con la manera en que la carga es aplicada,
- b) Aquellas que tienen que ver con la condición del material o probeta en el momento del ensayo, y,
- c) Aquellas relacionadas con la condición de los alrededores (condición ambiente) durante el progreso del ensayo, como en los estudios de exposición atmosférica.

El método de aplicación de la carga es la base más común para designar o clasificar los ensayos mecánicos. Hay tres factores involucrados en la definición de la manera en que la carga es aplicada:

1. La clase de esfuerzo inducido.
2. La velocidad a la cual la carga se aplica.
3. El número de veces que la carga es aplicada.

En el ensayo mecánico de probetas preparadas hay cinco tipos primarios de cargas; según lo dictado por la condición de esfuerzo a inducir:

- Tensión.
- Compresión
- Corte directo.
- Torsión.
- Flexión.

Con respecto al ritmo según el cual la carga se aplica, los ensayos pueden clasificarse en tres grupos.

- Si la carga es aplicada durante un período de tiempo relativamente corto, pero con lentitud suficiente para que pueda considerarse que la rapidez del ensayo tenga un efecto prácticamente despreciable sobre los resultados, el ensayo es llamado estático.
- Si la carga es aplicada muy rápidamente de modo que el efecto de la inercia y el elemento tiempo queden involucrados, los ensayos son denominados dinámicos.
- En el caso especial en que la carga se aplica súbitamente como al inferir un golpe, el ensayo es llamado de impacto.

- Si la carga es sostenida durante un largo periodo digamos meses y aún años, el ensayo es llamado de larga duración, y los ensayos creep constituyen un caso especial, en cambio el ensayo Charpy e Izod son aparentemente iguales (ver tabla 1), a no ser por su diferencia que se encuentra en el yunque que posee un tornillo opresor, es por esta razón que algunos experimentadores prefieren la máquina Izod a la de Charpy pues en la primera pieza no es esforzada en la región de la ranura por la presión que ejerce dicho tornillo.

Tabla 1. Diferencias principales entre el Ensayo Charpy e Izod

<b>Ensayo Charpy VS Ensayo Izod</b>		
<b>Número</b>	<b>Ensayo Charpy</b>	<b>Ensayo Izod</b>
1	Propuesto en 1909	Propuesto en 1903
2	Probetas simplemente apoyadas	Probeta en voladizo y en posición vertical
3	La entalladura se encuentra al lado opuesto al que va a recibir el impacto	La entalladura se encuentra al mismo lado al que va a recibir el impacto
4	Utiliza tres tipos de entalladuras: en “V”, “ojo de cerradura” y en “U”	Utiliza un solo tipo de entalladuras: en “V”
5	55 X 10 X 10 mm son las dimensiones de las probetas, con una ranura en el medio	75 X 10 X 10 son las dimensiones de las probetas, con una ranura a 28 mm de un extremo

**2.1.3 Condiciones de ensayo.** Además de las condiciones de cargas, es necesario tomar en cuenta la condición del material en el momento del ensayo y las condiciones ambientales si ellas afectan los resultados del ensayo.

Dependiendo de la temperatura a la cual los ensayos se realicen, se pueden reconocer tres clases generales de ensayos.

- En la primera clase, la cual comprende la mayoría de los ensayos, están aquellos realizados a temperaturas atmosféricas o locales normales.
- En la segunda clase están los ensayos efectuados para determinar las propiedades de los materiales, tal como la fracturabilidad del acero a temperaturas muy bajas.

- En la tercera clase están los experimentos y ensayos realizados a temperaturas elevadas, como en el desarrollo de los cohetes, los motores de retro impulso, las turbinas a gas, etc., para evaluar la resistencia, la ductilidad, y el creep de los materiales bajo esas condiciones.

Las propiedades mecánicas de algunos materiales resultan afectadas por las condiciones de humedad.

Para propósitos especiales pueden realizarse ensayos que involucren el uso de atmósferas corrosivas, rocíos de sal o baños que contengan sustancias designadas para garantizar reacciones neutrales o corrosivas.

#### **2.1.4 Ensayos de impacto.**

**2.1.4.1 Alcance y aplicabilidad de los ensayo de impacto.** En la investigación del comportamiento de los materiales bajo carga dinámica, muchas técnicas y dispositivos se han usado, y muchos más probablemente se desarrollarán en intentos para aprender el mecanismo de la deformación y la fractura en detalle según resultan afectadas por las muchas variables de composición, temperatura, velocidad de carga, y geometría de la probeta.

El ensayo de impacto ideal sería uno en el cual toda la energía de un golpe se transmitiera a la probeta. En realidad, este ideal nunca se alcanza; siempre se pierde alguna energía por fricción, por deformación de los apoyos y la masa de golpeo, y por vibración de varias partes de la máquina de ensayo. En algunos ensayos, es imposible obtener una medida realmente exacta de la energía absorbida por la probeta. Aún más, los valores particulares obtenidos de un ensayo de impacto dependen mucho de la forma de la probeta usada. Estos hechos requieren una estrecha atención a la normalización de los detalles de cualquier tipo de ensayo si han de obtenerse resultados concordantes, y usualmente excluyen las comparaciones directas de los resultados de varios tipos diferentes de ensayos de impacto. Cada tipo de ensayo de impacto posee su propio campo de uso especializado, su aplicabilidad depende en gran parte de la satisfactoria correlación con el desempeño bajo condiciones de servicio.

Al realizar un ensayo de impacto, la carga puede aplicarse en flexión, tensión o torsión. La carga flexionante es la más común; la carga tensiva es menos común; las cargas de compresión y de torsión se usan usualmente en casos especiales. El impacto puede lograrse mediante el uso de una pesa que cae, un péndulo oscilante, o un volante rotatorio. Algunos ensayos se realizan para fracturar la pieza de ensayo con un solo golpe; otros empleando golpes repetidos. En algunos ensayos del segundo tipo, el golpe repetido es de magnitud constante; en otros, los ensayos de “incremento de caída”, la altura de caída es aumentada gradualmente hasta inducir la ruptura.

Los ensayos de impacto más comúnmente usados para los aceros, son los de Charpy e Izod, ambos emplean el principio del péndulo. Ordinariamente, estos ensayos se realizan sobre pequeñas probetas ranuradas quebradas en flexión. En el ensayo Charpy, la probeta es apoyada como una viga simple, y en el de Izod se le apoya como una viga en voladizo.

**2.1.4.2 Aspectos generales de la máquina de ensayo.** El efecto de un golpe depende en general tanto de la masa de las partes que reciben el golpe, como de la energía y masa del cuerpo golpeante. Los objetos que requieren normalización son:

- a) La base.
- b) El yunque.
- c) Los apoyos para las probetas.
- d) La probeta.
- e) La masa percutiente.
- f) La velocidad.

Los aspectos principales de una máquina de impacto, *pendular y de un solo impacto*, son:

- Una masa móvil cuya energía cinética es suficiente para causar la ruptura de la probeta colocada en su camino;
- Un yunque y un apoyo sobre el cual se coloca la probeta para recibir el impacto;
- Un medio para medir la energía residual de la masa móvil después de que la probeta ha sido rota.

Tabla 2. Aspectos generales del péndulo Charpy

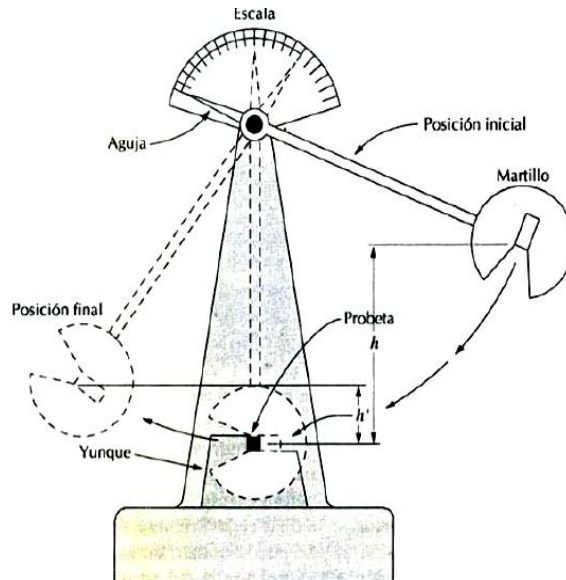
Dimensiones	Designación
$40^{+0,5}_{-0} mm$	Distancia entre los apoyos
De 1 a 1,5 mm	Radio de curvatura de los soportes
1:5	Inclinación de los soportes
30°	Ángulo de la punta del martillo
De 2 a 2,5 mm	Radio de curvatura de la punta del martillo
De 4,5 a 7 m/s	Velocidad del martillo en el momento del impacto
30 Kgf-m	Energía del péndulo

Fuente: Norma INEN 130

- La energía cinética es determinada y controlada por la masa del péndulo y la altura de caída libre, medidas respecto al centro de la masa. El péndulo debe suspenderse de tal manera que caiga en un plano vertical sin posibilidad de desviación o restricción laterales, los rodamientos deben ser tales que la fricción sea ligera, el péndulo debe ser lo suficientemente fuerte para que las vibraciones excesivas no causen variaciones en los resultados. El mecanismo de liberación no debe influir en el libre movimiento del rodamiento del péndulo sin causar el efecto de atoramiento, aceleración o vibración.
- El yunque debe ser suficientemente pesado en relación con la energía de impacto para que no se pierda una cantidad indebida de energía por deformación o vibración. El dispositivo para apoyar la probeta debe ser tal, que la probeta quede exactamente sujeta en su posición antes del instante del impacto.
- El percutor del péndulo debe coincidir con la línea vertical a través del centro de rotación cuando el péndulo cuelga libremente. La línea de acción de la fuerza reactiva entre la probeta y el péndulo debe pasar por el centro de percusión en el instante del impacto.
- Para indicar el balanceo del péndulo de las máquinas de tipo Charpy e Izod después de que la probeta ha sido rota, un brazo fijado al péndulo mueve “un señalador de fricción” sobre un arco graduado en grados o Julios.

La máquina del tipo Charpy es adquirible en una variedad de tamaños, un diseño común de la máquina se muestra en las figura 3.

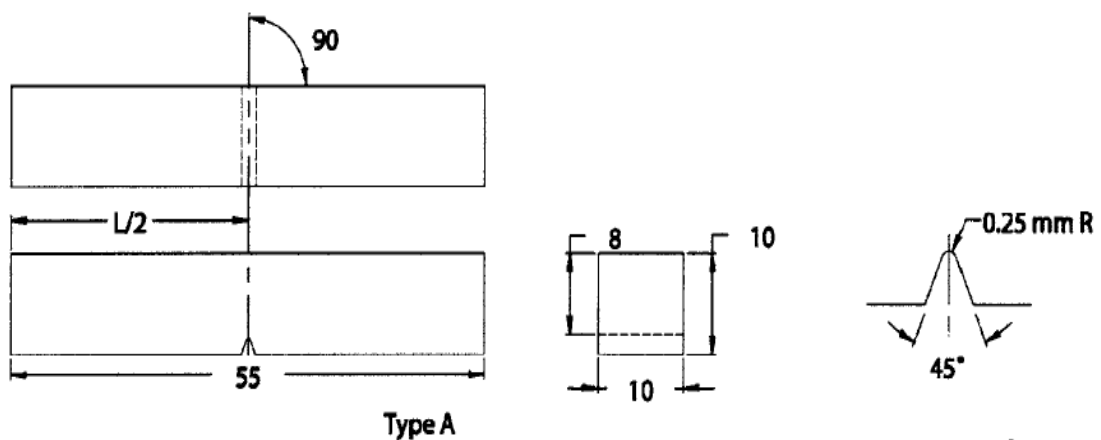
Figura 3. Representación de una máquina de ensayo Charpy



Fuente: Harner E. D.

**2.1.4.3 Preparación de las probetas.** La probeta estándar para los ensayos de impacto es una pieza de 10 X 10 X 55 mm, la cual debe ser maquinada por todos sus lados y tener las dimensiones establecidas en la figura 4 según ASTM E23 y tabla 3.

Figura 4. Medidas estándar de la probeta para el ensayo Charpy.



Fuente: Norma ASTM E23-07

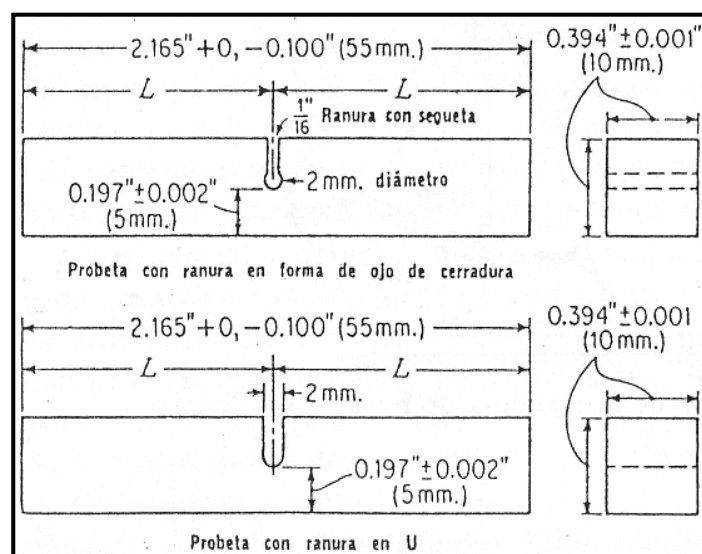
Tabla 3. Medidas y tolerancias aceptadas en las probetas de ensayo Charpy.

Designación	Dimensiones Nominales	Tolerancias de Maquinado
Longitud	55 mm	$\pm 0,60 \text{ mm}$
Espesor	10 mm	$\pm 0,11 \text{ mm}$
Ancho	10 mm	$\pm 0,11 \text{ mm}$
Ángulo de la ranura	$45^{\circ}$	$\pm 0,09 \text{ mm}$
Profundidad de la ranura	2 mm	$\pm 0,08 \text{ mm}$
Radio de curvatura en el fondo de la ranura.	0,25 mm	$\pm 0,02 \text{ mm}$
Distancia del centro de la ranura a los extremos de la probeta	27,5 mm	$\pm 0,42 \text{ mm}$

Fuente: Norma ASTM E23

Otros tamaños se usan en casos especiales. En muchas especificaciones comerciales se requiere una ranura en forma de ojo de cerradura o de U como se muestra en la figura 5. La probeta la cual se carga como una viga simple, se coloca horizontalmente entre los dos yunques, como se muestra en la figura 6, de modo que el percutor golpee el lado opuesto de la ranura a la mitad del claro.

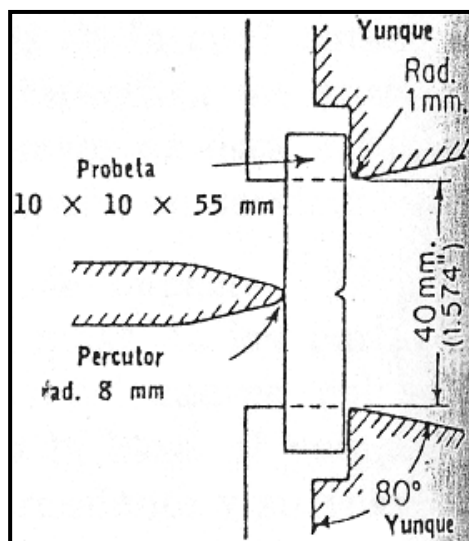
Figura 5. Probetas alternativas del ensayo Charpy (ojo de cerradura).



Fuente: Harner E. D.



Figura 6. Disposición de la probeta en la máquina.



Fuente: Harner E. D.

**2.1.5 Cargas dinámicas.** Aunque muchas estructuras quedan en algún momento sometidas a cargas dinámicas, muchas máquinas y partes de ellas están sometidas comúnmente a tales cargas. Para estimar el comportamiento en condiciones de seguridad de estructuras y máquinas, o sus partes, bajo cargas dinámicas se involucra no solamente el análisis para determinar la reacción general de la estructura o máquina, sino también la consideración de las propiedades de los materiales componentes bajo tal carga. El comportamiento de los materiales bajo carga dinámica puede en ocasiones diferir marcadamente de su comportamiento bajo cargas estáticas o lentamente aplicadas.

Un tipo importante de carga dinámica es aquel, en la cual la carga se aplica súbitamente como en el caso de impacto de una masa en movimiento. El comportamiento de los materiales bajo cargas rápidamente fluctuantes involucra otro fenómeno conocido como fatiga.

A medida que se cambia la velocidad de un cuerpo al golpear, debe ocurrir una transferencia de energía, debido al trabajo sobre las partes que reciben el golpe. La mecánica del impacto involucra no solamente la cuestión de los esfuerzos inducidos sino también una consideración de la transferencia de energía y la absorción y disipación de esa energía.

La energía de un golpe puede absorberse de varias maneras:

- A través de la deformación elástica de los miembros y las partes de un sistema.
- A través de las deformaciones plásticas de las partes.
- A través de los efectos de histéresis en las partes.
- A través de la acción friccional entre las partes.
- A través de los efectos de la inercia de las partes en movimiento.

El efecto de una carga de impacto que produzca esfuerzo depende de la cantidad de energía utilizada en causar deformación. Al tratar los problemas que involucran las cargas de impacto, la manera predominante en que la carga haya de resistirse obviamente determina el tipo de información que se necesita.

El objeto en la mayoría de los ensayos para determinar las características de absorción energética de los materiales bajo cargas de impacto, es utilizar la energía del golpeo para causar la ruptura de la probeta. Existe pues una distinción a establecer entre los problemas que involucran, principalmente, la absorción de la energía elástica y los problemas para los que los datos sobre la capacidad energética al ocurrir la ruptura sean pertinentes.

**2.1.6** *Comportamiento de los materiales bajo cargas de impacto.* La propiedad de un material en relación con el trabajo requerido para causar la ruptura ha sido designada como “tenacidad”.

La tenacidad depende fundamentalmente de la resistencia y la ductilidad, y parece ser independiente del tipo de carga. Es un hecho sin embargo, que la tasa según la cual la energía es absorbida puede afectar marcadamente el comportamiento de un material, y así pueden obtenerse diferentes medidas de resistencia a las cargas de impacto.

No todos los materiales responden de la misma manera a las variaciones de velocidad de la aplicación de la carga; algunos materiales muestran lo que se denomina “sensibilidad a la velocidad” en un grado mucho más alto que otros.

Sobre el rango de los aceros de alto y mediano contenido de carbono, la tenacidad relativa de una serie de aceros, determinada de ensayos de impacto y estáticos de probetas de tensión (no ranuradas) simples, parece ser más o menos la misma, aunque el trabajo real requerido para causar la ruptura bajo cargas de impacto (cuando las velocidades de acometida son menores que algún valor crítico, como es el caso de de los

ensayos de impacto, usuales), asciende probablemente a un 25% más que el trabajo obtenido del diagrama esfuerzo y deformación usual.

**2.1.7 Ensayos Charpy a bajas temperaturas.** Los ensayos para determinar la resistencia al impacto de los metales a bajas temperaturas son comúnmente realizados sumergiendo las probetas en algún líquido fresco en una vasija de boca ancha con, cuando menos, una pulgada de líquido arriba y abajo de las probetas. Para temperaturas desde la ambiente hasta  $-109^{\circ}\text{F}$ , este líquido es usualmente alcohol o acetona, enfriando a la temperatura deseada mediante la adición de pequeños trozos de hielo seco. Para temperaturas más bajas el agente enfriador es usualmente nitrógeno líquido ( $-319^{\circ}\text{F}$ ), y el líquido para inmersión es usualmente alcohol hasta  $-190^{\circ}\text{F}$ .

Las probetas deben mantenerse a una temperatura por 15 minutos y la temperatura del baño debe mantenerse constante dentro de  $+0, -3^{\circ}\text{F}$  durante los últimos 5 minutos antes del ensayo. El ensayo debe completarse dentro de los 5 segundos después de retirar la probeta del enfriador.

**2.1.8 Efecto de las variables importantes.** Los resultados de los ensayos de impacto de los metales realizados con varias máquinas difieren, debido a:

- La variación de las cantidades de energía transformada al ocurrir el impacto en vibraciones de las partes de la máquina.
- Las variaciones en la velocidad de percusión de los martillos.
- El tamaño y la forma de la probeta.

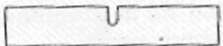
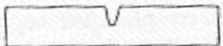





Siempre que se usa la misma forma de ranura, los resultados de varios diseños ordinarios de máquinas Charpy e Izod son fácilmente comparables, aunque los resultados de la de Charpy tienden a ser un poco más altos que los de la de Izod. Mientras más tenaz es un material, mayor parece ser la diferencia.

La magnitud de la velocidad crítica y la velocidad de declinación de la resistencia al impacto con el aumento de velocidad difieren para los diferentes metales. En general, la velocidad crítica es mucho menor para los aceros destemplados que para los mismos aceros endurecidos.

Los ensayos reales han demostrado que los valores Charpy para probetas a la temperatura ambiente con anchos equivalentes a un cuarto y dos tercios de aquel de la probeta estándar, son en términos generales proporcionales al ancho de la probeta de tamaño menor que el normal, más a bajas temperaturas las probetas angostas de algunos aceros pueden exhibir hasta tres veces la resistencia energética total de una probeta estándar.

Los resultados de los ensayos para el acero suave, según se presenta en la tabla 4 para una profundidad de ranura de 5 mm y un radio radical de 0,67 mm, demuestran que el ángulo de ranuración no afecta apreciablemente los resultados hasta haber excedido 60°, una forma normal de la ranura para ensayos de impacto de los metales es una V de 45°.

Tabla 4. Efecto del ángulo de ranuración sobre la energía de ruptura del acero suave.

Ángulo de la Ranura	Croquis de la probeta	Valores de impacto De Charpy, pie-libras
0		22.1
30		24.4
60		23.1
90		25.9
120		41.8
150		66.2
180		63.1

Fuente: Harner E. D.

La agudeza de la raíz de la ranura puede ejercer una influencia apreciable sobre la energía de ruptura de la pieza de ensayo como se muestra en la tabla 5, la energía de ruptura disminuye según la agudeza de la ranura aumenta, debido al incremento de la concentración de los esfuerzos. Se ha demostrado que mientras más aguda sea la ranura, mayor será la diferencia entre los resultados de los ensayos para materiales quebradizos y tenaces, y que mientras más tenaz sea el material, menor será el efecto del radio de la raíz de la ranura. Como una ranura con un ápice perfecto es difícil de lograr, se ha adoptado un radio de 0,25 mm como norma para la ranura en V.

Tabla 5. Efecto del radio en la raíz de la ranura de 45° en V sobre la energía de ruptura del acero al carbono de 0,65%

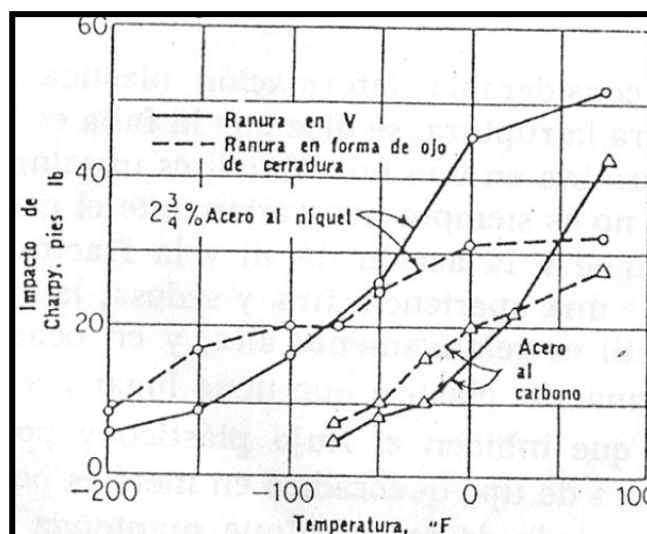
Radio de la raíz de la ranura , 2 mm de profundidad, mm	Valor de impacto de Charpy, pie-libra
Con arista	4,0
0,17	6,9
0,34	8,3
0,68	12,7

Fuente: Harner E.D

El uso de la ranura somera, en lugar de una profunda produce una amplitud mayor de los valores de impacto para los metales tenaces y quebradizos, y aun más, la ranura somera parece ser más sensitiva a las diferencias ya sea de composición o de temperatura como se observa en la figura 7.

Por esta razón, en el ensayo de impacto Charpy algunos prefieren la ranura en V de 2 mm en lugar de la de forma de ojo de cerradura con una profundidad de 5 mm, aunque la segunda se usa comúnmente para ensayos a bajas temperaturas.

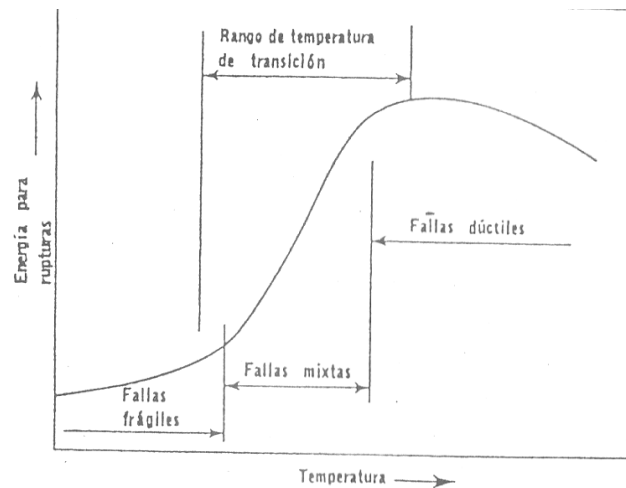
Figura 7. Influencia de las bajas temperaturas y del tipo de ranura sobre la resistencia al impacto de dos aceros vaciados normalizados y laminados, ambos con un contenido de carbono de 0.18%.



Fuente: Harner E.D.

En contraste con el efecto relativamente ligero de la temperatura sobre la resistencia estática y la ductilidad de los metales, cuando menos dentro del rango atmosférico, la temperatura ejerce un marcado efecto sobre la resistencia al impacto de las barras ranuradas. La figura 8, ilustra de forma generalizada la naturaleza de variación de la energía para producir la ruptura del ensayo del impacto sobre un rango de temperaturas considerable. Para un metal y tipo de ensayo particular, abajo de alguna temperatura crítica las fallas son frágiles, con una baja absorción de energía. Arriba de alguna de temperatura crítica las fallas son dúctiles, con una absorción de energía que puede ascender a muchas veces la del rango de fracturas frágiles.

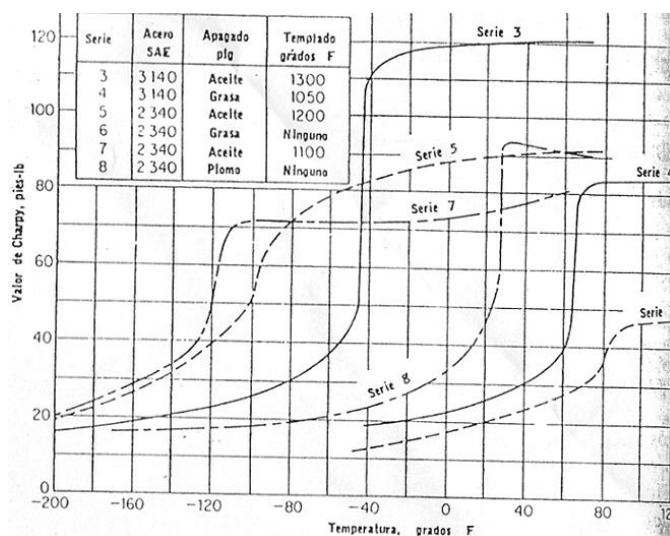
Figura 8. Naturaleza general de la variación con la temperatura de la energía hasta la ruptura de los ensayos al impacto de los metales.



Fuente: Harner E. D.

Entre estas temperaturas queda la que ha sido denominada “rango de temperaturas de transición” en la cual, el carácter de la fractura puede ser mixto. Este rango de temperaturas de transición puede ser corto o brusco para algunos aceros, como se muestra en la figura 9. Un hecho significativo a consignar es que dentro o cerca de este rango de temperaturas críticas, una variación en la temperatura de ensayo de solamente unos cuantos grados puede causar diferencias apreciables en la resistencia al impacto.

Figura 9. Variación del rango de la temperatura de transición para el acero en el ensayo de Charpy.



Fuente: Harner E.D.

Con la ranura normal en V el rango crítico para muchos aceros parece ocurrir entre el punto de congelación y la temperatura ambiente, en algunos metales puede extenderse hasta temperaturas muy inferiores al punto de congelación. El rango crítico parece ser más alto con aceros más “sensitivos a la ranuración” y piezas de ensayo con ranuras más agudas o profundas.

La granulación gruesa, el endurecimiento por deformación, y ciertos elementos fragilizantes tienden a elevar el rango de temperaturas de transición, mientras que la granulación fina, los tratamientos térmicos ductilizantes y refinativos, y la adición de ciertos elementos aleativos tienden a realzar la tenacidad contra la ranuración, aún a temperaturas bastante bajas.

Los aceros que poseen una estructura de grano fino pueden esperarse que exhiban valores de impacto superiores, especialmente a bajas temperaturas.

## **2.2 Normas para experimentar materiales a impacto**

Las normas son redacciones estandarizadas que se utilizan para garantizar la calidad de los elementos fabricados, así como su seguridad para trabajar con responsabilidad social.

En esta investigación se realizó una búsqueda de normas que rigen los ensayos de impacto por el método Charpy, encontrando a nivel nacional la Norma NTE-ENEN 130 de “Ensayo de Impacto Charpy para Acero (Entalles en U)”.

A nivel internacional la norma más utilizada es la norma ASTM E23 de “Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials” de la cual se ha extraído la mayor parte de la información.

Además se utilizó la Norma Ecuatoriana Obligatoria INEN 1502 para la “Verificación de Máquinas de Prueba”, la cual establece procedimientos especiales de verificación en diversas máquinas de prueba.

En el presente documento también se encuentran resumidas, partes importantes de otros autores que sin restarles importancia se encuentran en la bibliografía del mismo.

## **2.3 Descripción y funcionamiento del péndulo Charpy**

**2.3.1 Descripción del péndulo Charpy.** El péndulo Charpy está compuesto por una bancada, cuya base está armada por un tejido estructural conformada por perfil “S”, la cual aporta para la rigidez de la máquina, y es la que se apoya directamente al piso; sobre esta red tejida de perfil, se encuentra soldada una plancha de acero, donde se asienta el yunque del péndulo y a la vez se encuentra conformando el bastidor dos soportes rígidos en forma de dos columnas inclinadas construidas de canal IPN, las cuales tienen acopladas sobre ellas y paralelo al piso otro canal IPN de las mismas dimensiones, donde van sujetas las chumaceras de pie que soportan a un eje. Este eje cumple dos funciones:

- Soporta al brazo del péndulo, el cual realiza el trabajo de fractura de los materiales.
- Acciona el mecanismo de indicación de la energía perdida, en el dial que se encuentra acoplado al eje.



Para mejorar la estabilidad de la máquina y su rigidez también, cuenta con una estructura tejida de tubo cuadrado la cual va en la parte frontal del péndulo. En la parte superior de la bancada, acoplado al eje se encuentra un mecanismo indicador en forma de pluma, que mide la energía absorbida por la probeta ensayada, indicada en una escala graduada en unidades de energía (Joules o kilogramos-metro).

Además cuenta con un brazo de soporte, donde se encuentra el dispositivo de liberación del péndulo, el cual, lo mantiene en la parte superior antes de su caída, dando la energía potencial requerida para el ensayo.

El yunque, que se encuentra sobre la bancada, está configurado de acuerdo a la norma NTE-INEN 130.

Cabe resaltar que toda esta bancada tiene y debe ser rígida, para que permita absorber las vibraciones durante el impacto.

**2.3.2 Funcionamiento del péndulo Charpy.** Desde su construcción y modificación, el péndulo Charpy ha tenido un funcionamiento manual, el cual se describe a continuación:

Al inicio del ensayo, la persona a cargo, debe levantar el péndulo hasta la posición más elevada, en donde es sostenido por un mecanismo de tope (sujeción) para alcanzar una altura constante y obtener la energía potencial adecuada para todos los ensayos; la probeta se monta sobre el yunque, centrándola cuidadosamente mediante una galga, para que el plano vertical de caída del martillo coincida exactamente con el plano de la ranura de la probeta, una vez ubicada perfectamente la probeta, se acciona el mecanismo de sujeción, haciendo que se libere el péndulo, y éste por efecto de la gravedad caiga libremente impactando así la probeta.

Cuando la probeta es impactada, ésta se fractura en la menor sección, es decir donde se encuentra la muesca, haciendo que el péndulo pierda energía, siendo ésta registrada en la escala circular que posee la máquina.

El péndulo sigue oscilando libremente después del impacto, poniendo en riesgo a las personas que se encuentren alrededor de éste, y la manera de detenerlo es mediante esfuerzo físico, frenándolo poco a poco, sosteniendo el brazo del péndulo con las manos hasta que termine su oscilación.

El proceso se repite las veces que sean necesarias, dependiendo del número de probetas a ensayar, provocando un desgaste y el consecuente riesgo físico considerable para la persona que realiza los ensayos.

## **2.4 Diagnóstico del péndulo Charpy.**

Para tener conocimiento del estado actual del péndulo, se realizó un reconocimiento del mismo, siguiendo las especificaciones indicadas en la norma ASTM E23, en la cual especifica lo siguiente:

- Inspección visual del yunque y del percutor.
- Revisión del ajuste de los pernos del percutor.
- Verificación de cubiertas en el péndulo.
- Verificación del sistema de liberación del péndulo desde su posición inicial.
- Revisión del nivel de la máquina en ambas direcciones.
- Verificación de las pérdidas por fricción y viento en el péndulo.
- Verificación de las distancias de los soportes de la probeta y del percutor.
- Pruebas en dos tipos diferentes del material para establecer el porcentaje de error en el péndulo.

### **2.4.1 Determinación del porcentaje de error en el péndulo antes de la modificación.**

Para determinar el porcentaje de error en el péndulo, se realizó diez ensayos en dos diferentes tipos de aceros. Los aceros adquiridos fueron un acero AISI 1045 y un A36. Las experimentaciones se realizaron siguiendo las recomendaciones establecidas en la norma ASTM E23 ítem 8, y la norma NTE-INEN 130 apéndice A. con los datos que se muestran a continuación:

- **Tipo de máquina:** CHARPY.
- **Capacidad de energía:** 335.4 julios.
- **Velocidad antes del impacto:**  $v_2 = 4,49 \frac{m}{s}$ .
- **Maquinado de la probeta:** Maquinado en fresa siguiendo las dimensiones establecidas en la norma ASTM E23 usando agua como refrigerante.
- **Temperatura de ensayo:** Temperatura ambiente (16°C).
- **Observaciones:** Las probetas fueron obtenidas de varillas cuadradas de los materiales indicados anteriormente.

#### 2.4.2 Propiedades de los materiales.

Material 1: Acero estructural de calidad ASTM A36. [5]

Tabla 6. Propiedades características del acero estructural de calidad ASTM A36

PROPIEDADES	CARACTERÍSTICAS
Composición del acero	C:25% ; P:4%; S:5%; Si: 40%máx; Cumin:20%
Forma de suministro:	Laminado en frío, varillas cuadradas
Límite de fluencia:	21 Kg/mm <sup>2</sup>
Resistencia a la tracción:	36 Kg/mm <sup>2</sup>
Alargamiento porcentual:	50%
Resiliencia:	10 Kg*m/cm <sup>2</sup>

Fuente: Catálogo DIPAC

Material 2: Acero para maquinaria de calidad AISI/SAE 1045

Tabla 7. Propiedades características del acero para maquinaria de calidad AISI/SAE 1045

PROPIEDADES	CARACTERÍSTICAS
Composición del acero	C: 0.43 – 0.50; Mn:0,6 – 09; P máx: 0.040; S máx: 0,050
Forma de suministro:	Laminado en frío, varillas cuadradas
Límite de fluencia:	32 Kg/mm <sup>2</sup>
Resistencia a la tracción:	65 Kg/mm <sup>2</sup>
Alargamiento porcentual:	10 %
Resiliencia:	2,5 Kgm/cm <sup>2</sup>

Fuente: Catálogo IVÁN BÖHMAN.

Como la varilla se adquirió en el mercado local se procedió a realizar el siguiente procedimiento para obtener el análisis metalográfico:

En primer lugar se cortó y pulió el material.

Figura 10. Corte y pulido del material de ensayo siguiendo la norma de preparación de probetas metalográficas “ASTM E3”



- ✓ Se atacó con nital al 2% de concentración.
- ✓ Se determinó el porcentaje de carbono equivalente mediante el método de las áreas , obteniendo los siguientes resultados:

Figura 11. Determinación de áreas de ferrita y perlita en AUTO-CAD

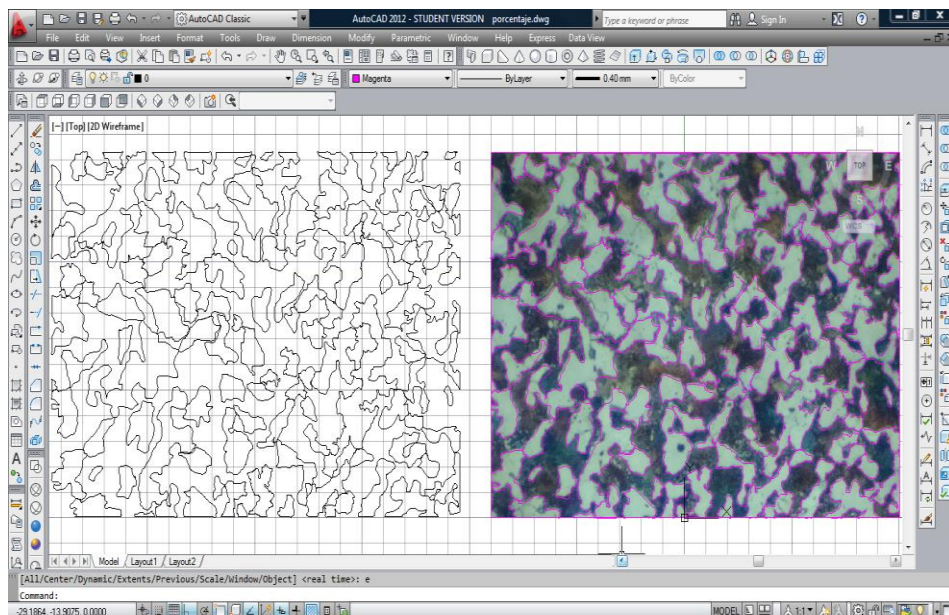


Tabla 8. Porcentaje de micro estructura presentes en la fotografía de la probeta

Micro estructura	Área	% de área
Perlita	13349,8262	50,6931627
Ferrita	13725,1738	49,3068373

Aplicando la regla de la palanca tenemos que el contenido de carbono es de 38.13%. Este porcentaje obtenido no es equivalente debido al contenido de manganeso y silicio.

Se realizó el ajuste con el método del movimiento del punto eutectoide obteniendo un porcentaje de carbono equivalente igual a 46 por ciento ó 0.46 que está dentro del rango indicado para este tipo de acero.

Además de lo indicado se comparó con el manual de fotografías metalográficas “Metals-Handbook Vol. 7” justificando así que se trata de un acero de calidad AISI 1045 como se muestra en las siguientes figuras.

Figura 12. Comparación de la micro estructura del acero AISI 1045 a una ampliación de 500X

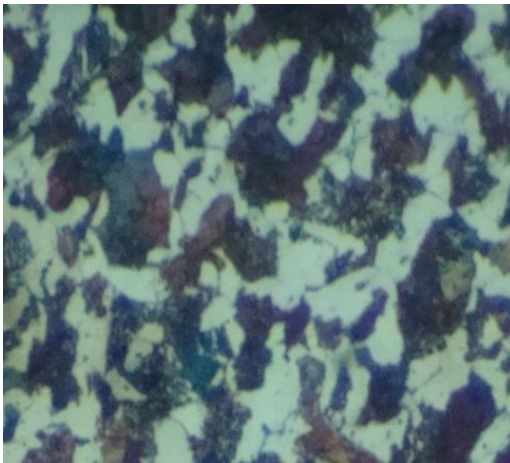
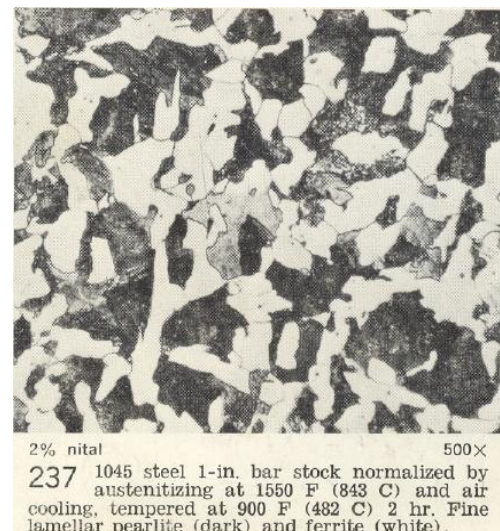


Figura 13. Fotografía de un acero AISI 1045 a una ampliación de 500X.



Fuente: Metals-HandBook

**2.4.3 Tabulación de los resultados de ensayo.** Una vez que se hayan preparado las probetas siguiendo las especificaciones indicadas en la en las normas ASTM E23 se procedió a realizar los ensayos en el péndulo bajo las mismas condiciones que se indicaron en el ítem 2.4.1 obteniendo los siguientes resultados:

## Material 1

Tabla 9. Tabulación de los resultados obtenidos mediante los ensayos de impacto en el péndulo Charpy, Laboratorio de Resistencia de Materiales ESPOCH, sobre el acero de calidad ASTM A36.

MUESTRA	ENERGÍA ABSORVIDA			SECCIÓN TRANSVERSAL	RESILIENCIA
	Julios	Nm	Kgm	cm2	kg-m/cm2
A1	76,000	76,000	7,750	0,820	9,452
A2	105,000	105,000	10,708	0,810	13,219
A3	90,000	90,000	9,178	0,790	11,618
A4	90,000	90,000	9,178	0,800	11,473
A5	95,000	130,000	13,257	0,790	16,781
A6	92,000	92,000	9,382	0,800	11,728
Prom	91,333	91,333	9,314	0,802	11,618

De acuerdo con el fabricante (Anexo A) se tiene que, el valor de la resiliencia del material es de aproximadamente  $10 \text{ Kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ , con este valor y el promedio obtenido gracias a la experimentación en el péndulo el cual es de  $11,618 \text{ Kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$  con las seis muestras, podemos obtener el error en la lectura del péndulo el cual es de 16,18%.

## Material 2

Tabla 10. Tabulación de los resultados obtenidos mediante los ensayos de impacto en el péndulo Charpy, Laboratorio de Resistencia de Materiales ESPOCH, sobre el acero de calidad AISI / SAE 1045.

MUESTRA	ENERGÍA ABSORVIDA			SECCIÓN TRANSVERSAL	RESILIENCIA
	Julios	Nm	Kgm	cm2	kg-m/cm2
B1	15	15	1,530	0,82	1,865
B2	12	12	1,224	0,82	1,492
B3	10	10	1,020	0,8	1,275
B4	10	10	1,020	0,81	1,259
B5	10	10	1,020	0,81	1,259
B6	7	7	0,714	0,81	0,881
Prom	10,667	10,667	1,088	0,812	1,340

De acuerdo con el fabricante (Anexo B) se tiene, el valor de la resiliencia del material es de aproximadamente  $2,5 \text{ Kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$ , con este valor y el promedio obtenido en la experimentación con el péndulo, el cual es de  $1,340 \text{ Kg}\cdot\text{m}/\text{cm}^2$  con las seis muestras, podemos obtener el error en la lectura del péndulo el cual es de 46%.

## **2.5 Problemática encontrada en el péndulo Charpy**

- El péndulo no cuenta con una cubierta o equipo de seguridad que cuide la integridad física del operador como la de los observadores. Por la cantidad de energía que maneja este dispositivo si llegase a golpear a una persona tendría graves consecuencias.
- El mecanismo de liberación del péndulo tiene un adecuado funcionamiento pero respecto a la maniobrabilidad no es satisfactorio.
- El péndulo no presenta pérdidas por fricción, determinados de acuerdo a la norma.
- La elevación del martillo del dispositivo tiene que ser de manera manual. Debido al peso del mismo, este procedimiento puede causar alguna lesión física al operador.
- El péndulo no cuenta con un freno que lo detenga, el proceso de frenado se lo lleva a cabo manualmente, lo que puede conllevar a que se produzca un accidente si no se realiza este procedimiento con sumo cuidado y a tiempo.
- No cuenta con un mecanismo de ubicación de la probeta por lo que se hace directamente con la mano.

Estos ítems, pueden marcar la problemática encontrada, y los aspectos que en sí no presentan una mayor interferencia en la máquina, los cuales en su gran mayoría se determinaron siguiendo la norma y otros por conceptos básicos de seguridad.

Pero estos ítems pueden representar un problema a futuro, por lo que se ha visto la necesidad de buscar alternativas de solución a los problemas más graves los cuales, sumados a las nuevas expectativas de tener un péndulo Charpy que funcione de una manera semiautomática y que maneje factores de seguridad apropiados, dejando de representar así un riesgo para la salud física de la persona que manejen dicha máquina.

## **2.6 Identificación de las necesidades**

- Se requiere un sistema de elevación automática o semiautomática, el cual permitirá eliminar el esfuerzo físico, para subir el péndulo hasta su posición inicial de trabajo.
- Es necesario un sistema de detención de movimiento del péndulo, puesto que al realizarlo de manera manual puede generar accidentes físicos.
- Se requiere una plantilla o herramienta para el centrado y ubicación de la probeta.
- También es necesario un sistema de protección para el péndulo, el cual al no estar actualmente señalizado los límites a los cuales pueden acercarse a la máquina, corren el riesgo de tener alguna lesión en su cuerpo por efecto del martillo que se encuentra oscilando.



## CAPÍTULO III

### 3. PROYECCIÓN Y DISEÑO

#### 3.1 Descripción de las alternativas de solución

Se consideran aspectos como la facilidad de manejo, el correcto funcionamiento, un fácil mantenimiento y el aspecto estético.

**3.1.1 Sistema de elevación.** El sistema de elevación debe ser de fácil aplicación, y que pueda ser montado y desmontado en un espacio reducido sin ninguna dificultad, tratando que la máquina no sufra modificaciones en su estructura y que pueda elevar el peso del péndulo sin dificultad.

En base a estos criterios, las posibles soluciones para un sistema de elevación son:

- ✓ Solución A: Conjunto de engranajes, volante de activación manual, palanca de elevación del péndulo.
- ✓ Solución B: Motor reductor, embrague de disco, poleas, bandas.
- ✓ Solución C: Moto-reductor, embrague cónico, catarinas, cadena.
- ✓ Solución D: Implantación hidráulica, motor hidráulico, electroválvulas.

Para la selección de una de las alternativas mencionadas se describen cada una a continuación:

**3.1.1.1 Solución A: Conjunto de engranajes y volante de accionamiento manual.** La ventaja que tienen los engranajes es, que si éstos son cónicos con dientes helicoidales disminuye el ruido entre ellos y su rendimiento al transmitir potencia es alrededor del 85%. [6]

El volante sirve para transmitir movimiento rotacional a través de un eje, éste dimensionado adecuadamente puede transmitir grandes fuerzas y cumplir con una alta exigencia, su funcionamiento es manual.

### **Elementos del sistema de elevación solución A.**

- Volante de acero para accionamiento manual.
- Juego de engranajes helicoidales.
- Eje de transmisión de potencia.
- Palanca accionada por el volante y los engranajes para subir el péndulo.

### **Funcionamiento.**

El volante está montado a un eje que transmite movimiento a un juego de engranajes, éstos mueven otro eje que está conectado a un mecanismo de trinquete, el cual permite que el martillo suba a medida que se gira el volante, hasta llegar a una determinada posición angular. Una vez arriba el martillo, se suelta el trinquete dejando caer el péndulo para que este rompa la probeta.

**3.1.1.2 Solución B: Motor, reductor, embrague de disco, poleas, bandas.** Los motor-reductores son utilizados en la industria para obtener bajas velocidades de una forma segura y eficiente, una de las ventajas, más importantes es la regularidad de la transmisión de potencia y velocidad con una alta eficiencia.

El embrague de disco y acción axial es aquel en que los elementos friccionales que entrarán en contacto se mueven en dirección paralela al eje de rotación, las ventajas del embrague de disco constituyen en la ausencia de fuerza centrífuga, la gran superficie de fricción que pueden tenerse en un espacio reducido, las superficies disipadoras de calor más efectivas y la distribución más favorable de la presión. [7]

Las bandas o correas se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos, éstos deben estar situados a cierta distancia mínima, dependiendo del tipo de banda.

### **Elementos del sistema de elevación solución B.**

- Motor
- Reductor
- Embrague de Disco.
- Poleas.
- Bandas o correas.

### **Funcionamiento.**

Al encender el motor, el reductor también se acciona, el cual transmitirá movimiento por medio de poleas (que se encuentran montadas una al eje del motor y otra al eje del péndulo respectivamente) y bandas al eje del péndulo, tratando de ubicarlo en su posición muerta superior a lo alto de la máquina, para que éste pueda ser soltado y caer libremente para cumplir así su función.

**3.1.1.3 Solución C: Moto-reductor, embrague cónico, transmisión de cadena.** Los moto-reductores son diseñados a base de engranajes, mecanismos circulares y dentados con geometrías especiales de acuerdo con su tamaño y la función en cada motor.

El embrague cónico es un sistema que permite tanto transmitir como interrumpir la transmisión de una energía mecánica. Este tipo de embrague es adecuado para transmitir altos valores de par motor con un mínimo espacio. El ángulo del cono  $\alpha$ , así como el diámetro y el ancho de cara del mismo, son los parámetros geométricos de diseño importantes. Si el ángulo es demasiado pequeño, la fuerza necesaria para abrir el embrague puede ser bastante grande, y el efecto de acunamiento disminuye rápidamente cuando se usan ángulos de conos mayores, dependiendo de los materiales de fricción, pueden lograrse un buen resultado utilizando valores entre 10 y 15°. [8] Otros autores señalan que el ángulo de cono puede estar en un rango de 7° a 15° [9]

La transmisión de cadena como su nombre lo indica utiliza una cadena y catarinas para la transmisión de potencia entre dos ejes paralelos, permitiendo flexibilidad y la transmisión de grandes fuerzas de tensión.

### **Elementos del sistema de elevación solución C.**

- Moto-reductor.
- Embrague cónico.
- Cadena.
- Catarinas.

### **Funcionamiento.**

El moto-reductor al encenderse irá a una baja velocidad y está preparado para transmitir un alto torque, una vez que el embrague es activado, éste transmite el movimiento del

motor a la transmisión por cadena, la misma que está conectada directamente al eje del péndulo, elevándolo y ubicándolo en su posición muerta superior.

**3.1.1.4 Solución D: Implantación hidráulica, motor hidráulico, electroválvulas.** El motor hidráulico es un actuador que transforma la energía hidráulica en energía mecánica, su principio de funcionamiento es la variación de presión por la variación del volumen, pueden tener bajas velocidades y trabajar con altas presiones de trabajo.

#### **Elementos del sistema de elevación solución D.**

- Tanque Reservorio
- Bomba hidráulica.
- Filtros.
- Válvula de seguridad.
- Válvulas de distribución.
- Motor hidráulico (Actuador)
- Tubería de succión y descarga.

#### **Funcionamiento.**

La bomba hidráulica succiona el fluido dejándolo escapar hacia el reservorio por una válvula de seguridad, hasta que se acciona una válvula de distribución que activa el motor hidráulico (actuador). El cual está conectado al eje del péndulo por medio de un acople flexible, haciendo que el eje se mueva y eleve el martillo hasta llegar a su posición muerta superior. El motor hidráulico seguirá funcionando hasta que se lo desactive mediante un final de carrera ya sea mecánico o eléctrico.

**3.1.2 Sistema de frenado.** El sistema de frenado debe ser de fácil aplicación, montaje y mantenimiento que cumpla con las especificaciones técnicas en su diseño y que pueda detener al péndulo en un tiempo relativamente corto.

Siguiendo estos requerimientos se ha propuesto las siguientes soluciones:

- ✓ Solución A: Freno mecánico de disco.
- ✓ Solución B: Freno mecánico de zapata.

**3.1.2.1 Solución A: Freno mecánico de disco.** Un freno de disco es un sistema de frenado generalmente utilizado en máquinas de diferentes tamaños; en la cual su parte móvil (el disco) es solidario con el eje que gira y es sometido a rozamiento con superficies de alto coeficiente de fricción como son las pastillas de freno (balatas de freno), las cuales ejercen la fuerza suficiente para transformar la energía cinética del eje en movimiento en calor, hasta reducir su velocidad o lograr detenerlo según sea el caso.

Existen diferentes tipos de discos de freno. Algunos son de acero macizo mientras que otros están rayados en la superficie o tienen agujeros que los atraviesan, estos últimos, denominados discos ventilados que ayudan a disipar el calor.

**Elementos del sistema de freno de disco.**

- Balatas de freno
- Pistones y cilindros calibradores
- Cable
- Disco

**Funcionamiento.**

El freno de disco es activado una vez el péndulo a cumplido su trabajo, siendo accionado por un pedal, el cual por medio de un cable acciona el sistema de pistón calibrador, estos pistones pueden ser hidráulicos o neumáticos, sometiendo al disco a la fricción con las pastillas de freno, deteniendo así al eje del péndulo.

**3.1.2.2 Solución B: Freno mecánico de zapata.** Los frenos mecánicos de zapatas son sistemas de frenado que constan principalmente de tres elementos. 1) La superficie de fricción que entrará en contacto, 2) los medios para transmitir el momento de torsión y 3) el mecanismo de operación. Además éste sistema de freno puede ser interior o exterior siendo su funcionamiento similar.

**Elementos del sistema de freno de Zapatas**

- Punto de presión mecánica
- Palanca
- Tambor de freno
- Balata de freno de fricción.

- Pivote
- Pedal de freno
- Cable

**Funcionamiento:**

Una vez que el péndulo haya realizado su trabajo es accionado el pedal del freno el cual transmite el movimiento hacia las balatas curvas y rígidas del material de fricción, que al oprimirse contra la superficie del tambor, desde su exterior o su interior, ejercen una fuerza tangencial que detiene la carga, en este caso el péndulo.

**3.1.2.3 Aspecto estético.** La apariencia estética de toda máquina debe ser de sustancial importancia para toda organización, con el fin no solo presentar un aspecto serio de la organización o que armonice con el entorno, sino que debe cumplir con detalles que faciliten el trato del operador con su trabajo, y además de aumentar el costo en el valor agregado de dicha máquina.

*Planchas de Policarbonato.-* Las planchas de policarbonato son básicamente planchas de plástico que pueden ser utilizadas en diferentes aplicaciones por sus propiedades de dureza, resistencia, durabilidad, que vienen en diferentes presentaciones y colores. Su utilización general es en cubiertas, claraboyas, revestimientos de puertas y muros, existen planchas de policarbonato que tienen una capa protectora contra los rayos UV. Existen diferentes tipos de policarbonatos como son el compacto liso, el acanalado y el celular, cada uno con propiedades específicas de acuerdo a su aplicación.

**3.1.3 Selección de las alternativas adecuadas.** En los siguientes cuadros se establecen una serie de criterios y puntajes que van desde 1 a 5, aclarando que a mayor puntaje, mejor es la opción escogida.

### 3.1.3.1 Sistema de Elevación.

Tabla 11. Criterios de evaluación para el sistema de elevación.

Criterios de evaluación	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D
Fácil de operar	2	3	4	4
Ventaja mecánica	3	2	4	4
Eficiencia	4	2	4	4
Tamaño	2	4	5	1
Durabilidad	3	4	4	3
Fácil adquisición de repuestos	3	2	4	1
Fácil limpieza	1	1	3	2
Riesgo al operario	3	5	2	5
Económico.	1	2	3	1
<b>TOTAL</b>	22	25	33	25

Por haber obtenido una puntuación de 32 la solución escogida es la solución C.

### 3.1.3.2 Sistema de freno.

Tabla 12. Criterios de evaluación para el sistema de freno.

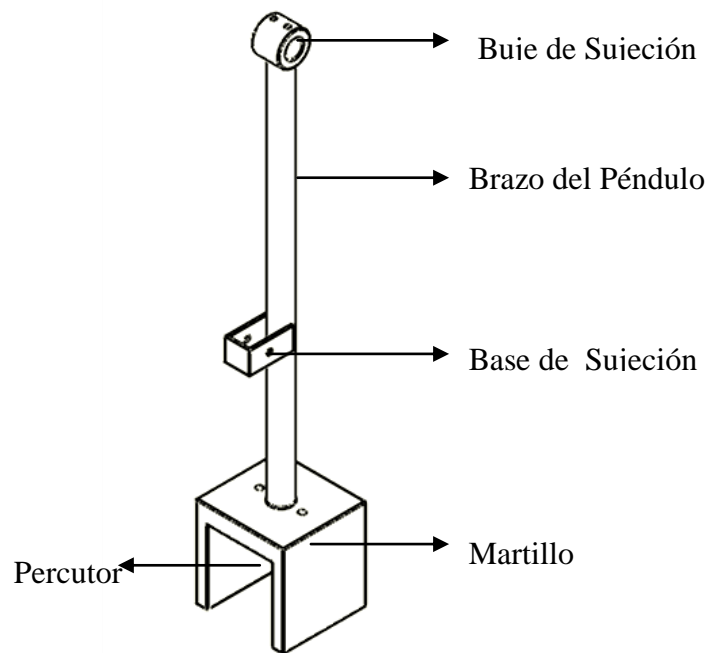
Criterios de evaluación	Solución A	Solución B
Fácil de operar	5	5
Ventaja mecánica	5	4
Eficiencia	4	2
Tamaño	4	4
Durabilidad	3	4
Fácil adquisición de repuestos	3	3
Fácil limpieza	1	1
Riesgo al operario	5	5
Económico.	1	4
<b>TOTAL</b>	31	32

Por el puntaje obtenido la solución escogida es la solución B.

### 3.2 Diseño del sistema de elevación

**3.2.1 Cálculo de volumen y masa e inercia teórica del péndulo.** Se realizó el cálculo de la masa y del volumen total del péndulo de cada una de sus partes integrantes, para luego sumarmas y tener un valor global de todo el conjunto. Después se comprobó los resultados con SolidWorks.

Figura 14. Representación Péndulo Charpy



Se consideraron las fórmulas de volumen para diferentes sólidos de acuerdo con el Anexo C

Las masas se calculan con la siguiente fórmula:

$$m = \delta * V \quad (1)$$

De donde:

m: masa en Kg.

$\delta$ : Densidad del elemento en Kg/m<sup>3</sup>.

V: Volumen de cada elemento geométrico en m<sup>3</sup>.

El cálculo se realizó en cada una de las piezas mostradas en la figura 14. Teniendo los siguientes datos.



**Parte 1.** Buje de sujeción al péndulo.

Datos:

Diámetro exterior: 71 mm.

Diámetro interior: 38 mm.

Longitud: 60 mm.

Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>**Parte 2.** Brazo del péndulo.

Datos:

Diámetro exterior: 45 mm.

Diámetro interior: 20 mm.

Longitud: 800 mm.

Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>**Parte 3.** Base de sujeción del péndulo.

Placas 1 y 2

Datos:

Longitud: 97 mm.

Altura: 50 mm.

Espesor: 6 mm.

Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>

Placa 3

Datos:

Longitud: 46 mm.

Altura: 50 mm.

Espesor: 6 mm.

**Parte 4.** MartilloDensidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>

Placas 1 y 2

Datos:

Longitud: 185 mm.

Altura: 202 mm.

Espesor: 25,4 mm.

Placa 3

Datos:

Longitud: 185 mm.

Altura: 144 mm.

Espesor: 38 mm

Perforación para el percutor

Diámetro: 58,550 mm.

Profundidad: 14.4 mm.

**Parte 5. Percutor**

Datos:

Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>

Diámetro base: 58,550 mm.

Altura base: 14,4 mm.

Espesor percutor: 23,3 mm.

Longitud percutor: 38 mm.

Ángulo de punta del percutor: 30°.

En la tabla siguiente se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 13. Resultados de masa y volumen de los componentes del péndulo.

<i>Nombre de parte</i>	<i>Masa</i>	<i>Volumen</i>
<i>Buje</i>	1,322 kg	$169,505 * 10^{-6} m^3$
<i>Brazo del péndulo</i>	8,421 kg	$1,02101 * 10^{-3} m^3$
<i>Base de sujeción</i>	0,5616 kg	$72 * 10^{-6} m^3$
<i>Martillo</i>	22.401 kg	$2,872 * 10^{-3} m^3$
<i>Percutor</i>	0.5847 kg.	$74,963 * 10^{-6} m^3$
<i>Total</i>	<b>33,2 kg</b>	$4,28448 * 10^{-3} m^3$

**3.2.2 Cálculo del centro de gravedad del péndulo.** El centro de gravedad de un cuerpo rígido (G) es el punto donde una sola fuerza (W) llamada peso del cuerpo, se puede aplicar para representar el efecto de la atracción de la Tierra sobre el cuerpo en cuestión. [10]

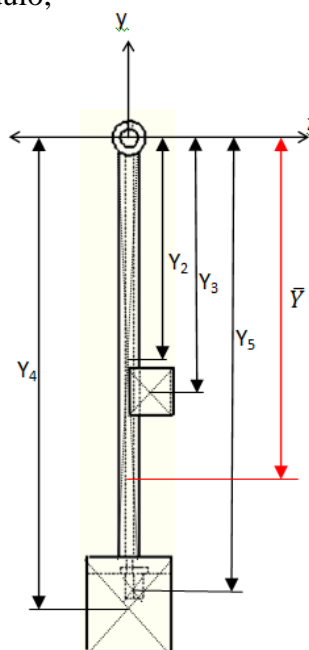
**Plano x-y**

$$\bar{X} = \frac{\sum \bar{x}V}{\sum V} \quad (2)$$

$$\bar{X} = 0$$

**Plano y-z**

Figura 15. Vista en el plano y-z del péndulo;



$$\bar{Y} = \frac{\sum \bar{y}V}{\sum V} \quad (3)$$

Donde:

$$Y_2 = 41.875 \text{ cm}$$

$$Y_4 = 98,3 \text{ cm.}$$

$$Y_3 = 55,9 \text{ cm.}$$

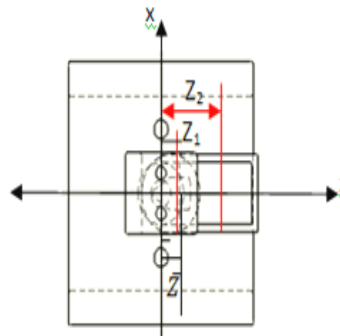
$$Y_5 = 90,7 \text{ cm.}$$

$$\bar{Y} = \frac{(41,875 * 1021,01) + (55,9 * 72) + (98,3 * 2871,945) + (90,7 * 74,963) \text{ [cm}^4\text{]}}{4284,4856 \text{ [cm}^3\text{]}}$$

$$\bar{Y} = 73,16 \text{ [cm]}$$

### Plano x-z

Figura 16. Vista en el plano x-z del péndulo



$$\bar{Z} = \frac{\sum \bar{z}V}{\sum V} \quad (4)$$

Donde:

$$Z_1 = 1 \text{ cm}$$

$$Z_2 = 4.56 \text{ cm}$$

$$\bar{Z} = \frac{(1 * 74.963) + (4,76 * 72) \text{ [cm}^4\text{]}}{4284,4856 \text{ [cm}^3\text{]}}$$

$$\bar{Z} = 0.097 \text{ [cm]}$$

En resumen, las propiedades más importantes del péndulo calculadas son:

- Volumen del péndulo=  $4284,856 \text{ cm}^3$
- Masa del péndulo=  $33,2 \text{ kg}$

Su Centro de gravedad tiene las siguientes coordenadas:

- $X=0 \text{ cm}$
- $Y= 73,16 \text{ cm}$
- $Z= 0.097 \text{ cm}$

En el programa SOLIDWORKS se obtienen los siguientes valores de volumen, masa y centro de gravedad del péndulo, los cuales son muy similares a los calculados anteriormente.

Tabla 14. Propiedades físicas del péndulo mediante programa SolidWors

Propiedades físicas de ensamblaje del pendulo ( Assembly Configuration - Predeterminado )
Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --
El centro de masa y los momentos de inercia son los resultados en el sistema de coordenadas de
Masa = 33.539039 kilogramos
Volumen = 4246.3919 centímetros^3
Área de superficie = 4781.0987 centímetros^2
Centro de masa: ( centímetros )
X = 0
Y = -78.359356
Z = 0.08314354

Con estos datos se puede realizar los cálculos para hallar el torque necesario para levantar el péndulo a su posición inicial de caída.

**3.2.3 Cálculo de la inercia del péndulo.** Para el cálculo de la inercia se utiliza el teorema de los ejes paralelos [11]

$$I = \bar{I} + md^2 \quad (5)$$

Donde:

$\bar{I}$  : Momento de inercia de dicho cuerpo con respecto a un eje centroidal

M: Masa del elemento

d : Distancia entre los dos ejes

Para este proceso se considera las fórmulas de inercia en el centro de masa para diferentes sólidos de acuerdo al Anexo D.

### 3.2.3.1 Inercia del buje del péndulo.

$$I_{xx} = \frac{m_1}{8} (d_0^2 + d_i^2) \quad (6)$$

$$I_{mx} = 10,95 \text{ [kg} \cdot \text{cm}^2]$$

### 3.2.3.2 Inercia del brazo de péndulo

$$I_{xx} = \bar{I} + md^2 \quad (7)$$

$$I_{mx} = \frac{m_2}{48} (3d_0^2 + 3d_i^2 + 4l^2) + md^2$$

$$I_{xx} = 20395,65447 \text{ [kg} \cdot \text{cm}^2]$$

### 3.2.3.3 Inercia de la base de sujeción

$$I_{mx} = (\bar{I} + md^2)_{pieza 1} + (\bar{I} + md^2)_{pieza 2} + (\bar{I} + md^2)_{pieza 3} \quad (8)$$

$$I_{mx} = 20 \left( \frac{m_{3'}}{12} (a^2 + b^2) + md^2 \right)_{pieza 1} + \left( \frac{m_{3''}}{12} (a^2 + b^2) + md^2 \right)_{pieza 3}$$

$$I_{mx} = 2 \left( \frac{0,228}{12} (9,7^2 + 5^2) + 0,228 * 55,9^2 \right)_{pieza 1} + \left( \frac{0,108}{12} (0,6^2 + 5^2) + 0,108 * 55,9^2 \right)_{pieza 3}$$

$$I_{mx} = 1766,998 \text{ [kg} \cdot \text{cm}^2].$$

### 3.2.3.4 Inercia del martillo

$$I_{mx} = (\bar{I} + md^2)_{pieza 1} + (\bar{I} + md^2)_{pieza 2} + (\bar{I} + md^2)_{pieza 3} \quad (9)$$

$$I_{mx} = 2 \left( \frac{m_{4'}}{12} (a^2 + b^2) + md^2 \right)_{pieza 1} + \left( \frac{m_{4''}}{12} (a^2 + b^2) + md^2 \right)_{pieza 3}$$

$$I_{mx} = 2 \left( \frac{7,451}{12} (18,5^2 + 20,2^2) + 7,451 * 98,3^2 \right)_{pieza\ 1}$$

$$+ \left( \frac{9,946}{12} (18,5^2 + 3,8^2) + 9,946 * 90^2 \right)_{pieza\ 3}$$

$$I_{mx} = 205517,43 \text{ [kg * cm}^2\text{]}$$

### 3.2.3.5 Inercia total

$$I_{mx} = I_{parte\ 1} + I_{parte\ 2} + I_{parte\ 3} + I_{parte\ 4} \quad (10)$$

$$I_{mx} = 10,95 + 20395,654 + 1766,998 + 205517,430 \text{ [kg * cm}^2\text{]}$$

$$I_{mx} = \mathbf{227691,032 \text{ [kg * cm}^2\text{]}}$$

De acuerdo con el programa SolidWorks se tiene un valor de la inercia respecto del eje “xx” del péndulo de 237761,12 [kg \* cm<sup>2</sup>] :

Tabla 15. Momento de inercia del péndulo mediante programa SolidWorks en el eje “xx”

Momentos de inercia: (kilogramos * centímetros^2)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
Ixx = 237761.12	Ixy = -215.64	Ixz = -0.00
Iyx = -215.64	Iyy = 1927.07	Iyz = -0.00
Izx = -0.00	Izy = -0.00	Izz = 237223.14

**3.2.4 Cálculo del momento respecto a un punto fijo.** En la figura 17 se muestra la posición inicial del péndulo, antes de elevarlo a su posición final. Por tanto su peso concentrado en el centro de gravedad es:

$$W = m * g \quad (11)$$

Donde:

W: Peso del péndulo en Kgf o N.

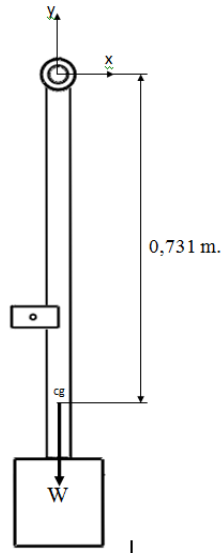
g: Gravedad local de la ciudad de Riobamba (9.77 m/s<sup>2</sup>). [12]

m: Masa del péndulo.

$$W = 33,2kg * 9,77 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

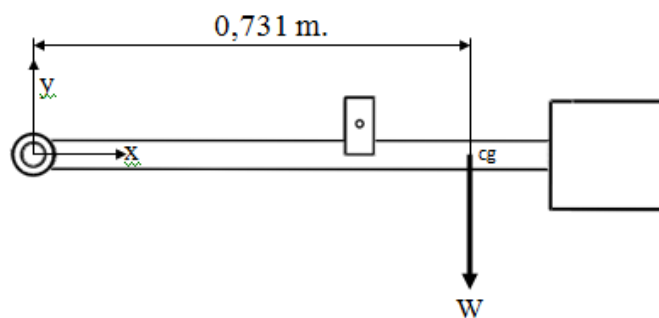
$$W = 324,364 \text{ [N]}$$

Figura 17. Posición inicial del péndulo.



Utilizando la ecuación del cálculo de un momento de una fuerza respecto a un punto [11], se tiene:

Figura 18. Posición horizontal del péndulo. (Perpendicular a su posición inicial).



$$M_0 = F \cdot d \tag{12}$$

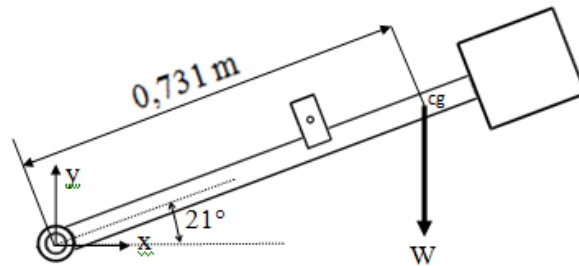
$$M_0 = 324.364 \text{ [N]} * 0,731[m]$$

$$M_0 = 237.11 \text{ [N.m]}$$

$$M_0 = 24,194 \text{ [Kgf.m]}$$

Cálculo del momento cuando el péndulo está a  $21^\circ$  con respecto a la horizontal en el instante que se eleva y llega a su posición final.

Figura 19. Posición final del péndulo (Desplazado  $111^\circ$  desde su posición inicial).



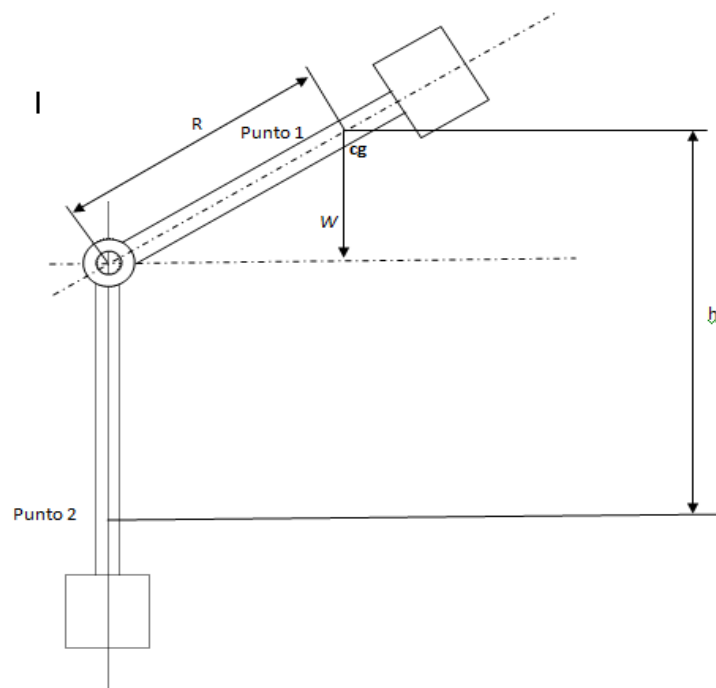
$$M_0 = 0,731 \text{ [m]} * 324,364 \text{ [N]} * \cos 21^\circ$$

$$M_0 = 221,361 \text{ [N.m]}$$

$$M_0 = 22,587 \text{ [Kgf.m]}$$

### 3.3 Cálculo de la velocidad de caída del péndulo

Figura 20. Representación gráfica del desplazamiento del péndulo desde su posición inicial en la parte superior





El péndulo parte con una velocidad inicial de 0 en el punto 1 y su altura final en el punto 2 es cero, se tiene:

$$\frac{1}{2}mv^2_2 = mgh_1 \quad (13)$$

Entonces la ecuación final quedaría de la siguiente manera:

$$v_2 = \sqrt{2gh_1}$$

La altura real a la que alcanza el péndulo de acuerdo a la figura 21 es:

$$h = 0,993 [m]$$

La velocidad del péndulo es:

$$v_2 = \sqrt{2 * 9.77 \left[ \frac{m}{s^2} \right] * 0.993 [m]}$$

$$v_2 = 4,4 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Esta velocidad representa la velocidad tangencial medida hacia el centro de gravedad, cuando el péndulo impacta la probeta.

Con esta velocidad se puede determinar la velocidad angular del eje mediante la siguiente fórmula:

$$v = \omega * R \quad (14)$$

De donde:

V: velocidad

$\omega$ : Velocidad angular

R: Radio de giro

$$\omega = \frac{v}{R} \left[ \frac{rad}{seg} \right]$$

$$\omega = \frac{4,4}{0,731} \left[ \frac{rad}{seg} \right]$$

$$\omega = 6.019 \left[ \frac{rad}{seg} \right]$$

De acuerdo a la norma ASTM E23, la velocidad tangencial en el punto del golpe del martillo está en un rango de 3 m/s a 6 m/s, el péndulo está cumpliendo con esta condición.

### 3.4 Energía inicial del péndulo ( $E_0$ )

La energía teórica que tiene el péndulo y considerando que, el trabajo realizado por éste es igual a la energía potencial del péndulo ( $E_p$ ), desde el punto 1 (en la parte superior del péndulo), hasta el punto 2, (cuando golpea la probeta) tomada desde el centro de gravedad se tiene que la energía del péndulo es (ver figura 21):

$$\begin{aligned} E_0 &= E_p = mgh & (15) \\ E_0 &= 33,2 \text{ Kg} * 9,77 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * 0.993 \text{ [m]} \\ E_0 &= 322,093 \text{ [N.m]} \\ E_0 &= 35,67725 \text{ [kgf.m]} \end{aligned}$$

La energía está de acuerdo a lo que establece la norma ASTM E23, puesto que para la verificación de muestras con valores certificados son producidas a niveles de energía súper altos (176 a 244 J).

### 3.5 Selección del moto-reductor

La selección de un moto-reductor está basada en parámetros que se estipulan en el catálogo de selección de moto-reductores. Estos parámetros son:

1. Aplicación: Tipo de máquina a manejar
2. Horas de operación por día.
3. Potencia del motor en Hp y velocidad en RPM.
4. Velocidad de salida deseada.
5. Posición de montaje.

Estos datos son los necesarios para seleccionar el moto-reductor, además hay que realizar el cálculo para la obtención de la potencia necesaria del motor, como sigue:

**3.5.1 Factor de servicio.** Los parámetros necesarios para el factor de servicio son:

- a. La aplicación del motor es para un elevador de cargas pesadas
- b. El número de horas de servicio por día es de 10 horas al día
- c. Factor de carga es de medio impacto.

Con los parámetros b y c el factor de servicio es de 1,25. (Ver Anexo E)

**3.5.2 Potencia del motor y velocidad.**

- El torque requerido es de 237 N (este valor se calculó anteriormente en el numeral 2.3.4)
- La velocidad de subida del péndulo tendrá un valor de 5 rpm.
- La eficiencia del reductor de acuerdo al fabricante es del 85%. (ver Anexo E)

$$Pot_{entrada} = \frac{M * n}{9550 * \eta_d} [Kw] \quad (16)$$

$$Pot_{entrada} = \frac{237 * 5}{9550 * 0,85} [Kw]$$

$$Pot_{entrada} = 0,146 [Kw]$$

$$Pot_{entrada} = Pr_1 = 0,196 [Hp]$$

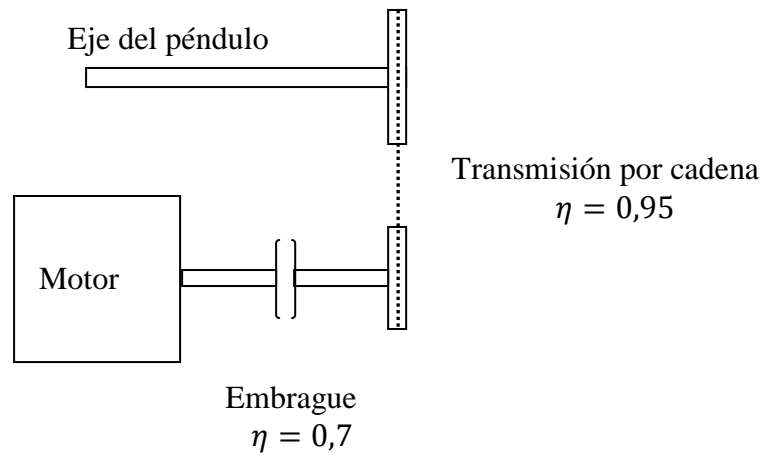
Para la potencia del motor requerida, se multiplica el Factor de Servicio por la potencia requerida de entrada. [13]

$$Pot = FS * Pr_1 \quad (17)$$

$$Pot = 1,25 * 0,196 [Hp]$$

$$Pot = 0,245 [Hp]$$

Figura 21. Diagrama cinemático del péndulo modificado



La potencia del motor:

$$Pot = \frac{0,245 [Hp]}{0,7 * 0,95}$$

$$Pot = 0,368 [Hp]$$

En el mercado local existen moto-reductores estándares a partir de 0,25 Hp de potencia, por lo que se requerirá un moto-reductor de mayor potencia que la calculada.

Con el valor calculado y la velocidad asumida se escoge un moto-reductor de 0,5 Hp con una velocidad de salida de 11,7 rpm. (Ver Anexo F).

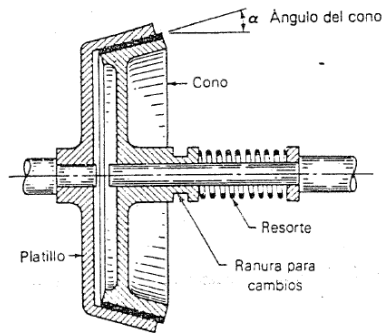
### 3.6 Diseño del sistema de embrague

**3.6.1 Cálculo de las fuerzas actuantes en el embrague.** Se puede analizar mediante dos modelos que son: [14]

- a) Modelo de presión uniforme.
- b) Modelo de desgaste uniforme.

En este proyecto se analizará mediante el segundo método.

Figura 22. Embrague cónico



Fuente: Shigley, J.E.

Uno de los parámetros constituye el espacio que debe ocupar el embrague, se lo dimensionó con las siguientes medidas (Ver plano 21 hasta 34):

- Diámetro exterior del cono de 120 mm. (incluido el material de fricción)
- El ancho del cono de 25 mm.
- Ángulo de 5°.

Las medidas para la construcción del cono se inician con el proceso de cálculo obteniendo el diámetro menor del cono como sigue:

$$\tan \alpha = \frac{D-d}{2b} \quad (18)$$

De donde:

D: diámetro mayor del cono.

d: Diámetro menor del cono.

b: Ancho del cono.

$\alpha$ : Ángulo de conicidad.

Despejando “d” se obtiene el diámetro menor del cono.

$$d = D - 2b \tan \alpha$$

$$d = 120 - 2 * 25 \tan 5$$

$$d = 115,6 \text{ [mm]}$$

**3.6.2 Materiales de fricción.** Las disposiciones generales de la Norma NTE-INEN 2185-10 marcan que el material de fricción debe estar libre de imperfecciones tales como fisuras, indicios de oxidación de partes metálicas u otros defectos que afecten su normal funcionamiento. Estos materiales de fricción se clasifican en base a la letra del código establecido y de acuerdo a su aplicación.

1. De acuerdo a la letra del código establecido.

Tabla 16. Código de clasificación de los materiales de fricción

Letra del código	Coefficiente de fricción
C	$\mu \leq 0,15$
D	$0,15 < \mu \leq 0,25$
E	$0,25 < \mu \leq 0,35$
F	$0,35 < \mu \leq 0,45$
G	$0,45 < \mu \leq 0,55$
H	$\mu > 0,55$
Z	Sin clasificación

Fuente: Norma NTE INEN 2185-10

2. De acuerdo a su aplicación:

- Pastillas.
- Bandas.
- Bloques.

El material de fricción que se encuentra en el mercado local es un material fenólico sinterizado cuyos elementos principales de composición son asbesto, amianto, cuero, fibras metálicas, fibras de vidrio, entre otros.

El material de fricción es semiduro cuya presentación viene en banda, con un coeficiente de fricción EF. Se las coloca con gomas para altas temperaturas cuya duración depende mucho de su utilización, la presión de trabajo, del peso, la inercia del elemento.

**3.6.3 Cálculo de la potencia del embrague.** El moto-reductor tiene una potencia de 0,5 Hp y una velocidad de 11,7 rpm, el torque del embrague se puede calcular con una eficiencia del 70% además el coeficiente de fricción de embrague se escoge para materiales de fricción sinterizados que tienen un coeficiente de fricción dinámico de 0,45 (ver tabla 16) se tiene:

$$\eta = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}} \quad (19)$$

$$Pot_{salida} = P_{entrada} * \eta$$

$$Pot_{salida} = 0,5 [Hp] * 0,70$$

$$Pot_{salida} = 0,35 [Hp]$$

Esta es la potencia a la cual trabaja el embrague, la misma que servirá para obtener el torque.

$$Pot = T * \omega \quad (20)$$

$$T = \frac{Pot_{salida}}{\omega}$$

$$T = \frac{0,35 [Hp]}{11,7 \left[ \frac{rev}{min} \right]}$$

$$T = 213 [N.m]$$

$$T = 21,73 [Kgf.m]$$

**3.6.4 Cálculo de presiones y fuerzas mediante el modelo de desgaste uniforme.**

La presión de trabajo es:

$$T = \frac{\pi \cdot f \cdot p_0 \cdot d}{8 \cdot \sin \alpha} (D^2 - d^2) \quad (21)$$

$$p_0 = \frac{8T \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot f \cdot d \cdot (D^2 - d^2)}$$

$$p_0 = \frac{8 * 213 [N.m] * \sin 5}{\pi * 0,45 * 0,115 [m] * ((0,120 [m])^2 - (0,115 [m])^2)}$$

$$p_0 = 777441,116 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

Donde:

- $p_0$ : Presión máxima.
- T: Torque de trabajo.
- F: Fuerza de trabajo.
- $F_f$ : Fuerza de Fricción o de rozamiento.
- f: Coeficiente de fricción
- D: Diámetro mayor del cono.
- d: Diámetro menor del cono
- $\alpha$ : Ángulo de conicidad.
- $\bar{N}$ : Normal

La fuerza de trabajo o de accionamiento es:

$$F = \frac{\pi \cdot p_0 \cdot d}{2} (D - d) \quad (22)$$

$$F = \frac{\pi * 777441,116 \left[ \frac{N}{m^2} \right] * 0,115[m]}{2} (0,120 - 0,115)[m]$$

$$F = 702,190 [N]$$

$$F = 71,652 [kgf]$$

La Fuerza normal  $\bar{N}$  que actúa en la superficie del cono se calcula:

$$\bar{N} = \frac{F}{\text{sen}\alpha + f \cos\alpha} \quad (23)$$

$$\bar{N} = \frac{702 [N]}{\text{sen}5 + 0,45 \cos 5}$$

$$\bar{N} = 1311 [N]$$

$$\bar{N} = 134 [kgf]$$

La fuerza de fricción axial es:

$$F'_f = f \cdot \bar{N} \quad (24)$$

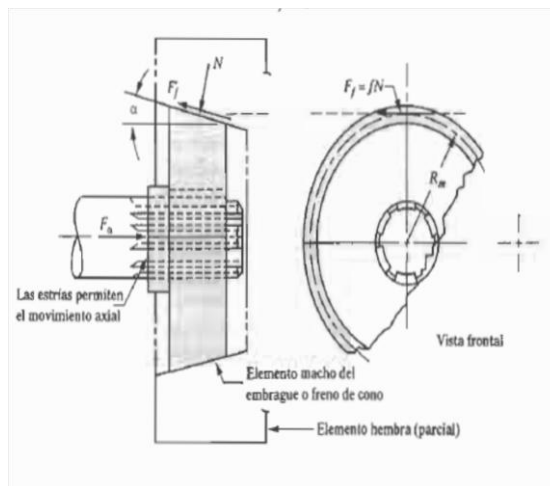
$$F'_f = 0,45 * 1311 [N]$$

$$F'_f = 590 [N]$$

$$F'_f = 60,2 [kgf]$$



Figura 23. Representación de las cargas aplicadas al embrague



Fuente: Moth R.L.

Las cargas normales y de fricción se aplican tanto en el macho como en la hembra del embrague. Los valores son altos puesto que vienen de la fuerza máxima a la que puede accionarse el embrague.

Los coeficientes de fricción están determinados en la tabla 17, para materiales en contacto que operan en seco y en aceite. Se escogió el material que se encontraba en el mercado local y que prestaba un mayor beneficio para los requerimientos de la máquina.

Tabla 17. Coeficientes de fricción para diversos materiales de freno o embrague

Material de fricción	Coeficiente de fricción dinámica		Intervalo de presiones	
	Seco	En aceite	(psi)	(kPa)
Compuestos moldeados	0.25-0.45	0.06-0.10	150-300	1035-2070
Materiales tejidos	0.25-0.45	0.08-0.10	50-100	345-690
Metall sinterizado	0.15-0.45	0.05-0.08	150-300	1035-2070
Corcho	0.30-0.50	0.15-0.25	8-15	55-100
Madera	0.20-0.45	0.12-0.16	50-90	345-620
Hierro colado	0.15-0.25	0.03-0.06	100-250	690-1725
A base de papel		0.10-0.15		
Grafito/resina		0.10-0.14		

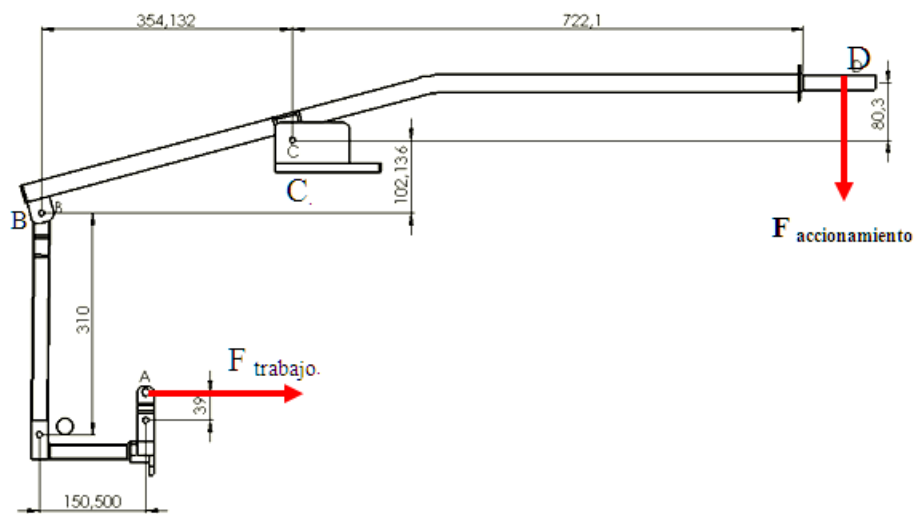
Fuente: Moth. R.L

### 3.7 Cálculo de la fuerza requerida para activar el embrague

La fuerza que requiere el embrague para su activación debe ser aplicada en el eje del cono y es conocida como fuerza de trabajo la cual fue calculada en el ítem 3.6.3.

La fuerza mencionada es horizontal y debe ser aplicada en la parte posterior de la máquina, con la finalidad de disminuir y trasladar la fuerza de activación a la parte frontal se utiliza un conjunto de eslabones y palancas como se muestra en la siguiente figura.

Figura 24. Accionamiento manual del sistema de embrague

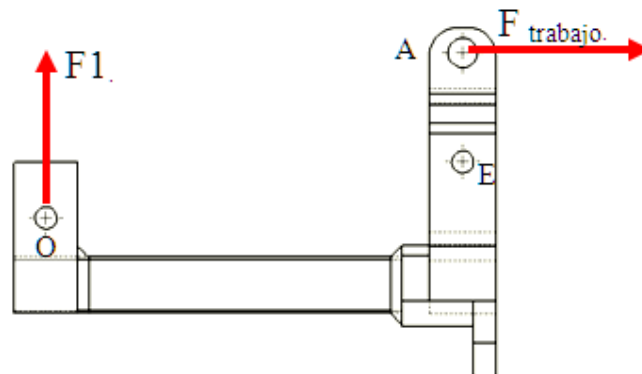


El sistema está constituido por cuatro elementos los cuales son:

- Palanca de accionamiento del embrague(elemento AO)
- Eslabón de las palancas (elemento OB).
- Palanca de aplicación de fuerza (elemento BD).
- Punto de apoyo (elemento C).

Para determinar la fuerza de accionamiento se realiza un análisis de fuerzas en el elemento AO. El cual tiene su punto de apoyo en E como se puede ver en la figura 25.

Figura 25. Palanca de accionamiento del embrague (Elemento AO)



Realizando la sumatoria de momentos en el punto E se puede determinar la magnitud de la fuerza  $F_1$ .

$$\sum M_E = 0$$

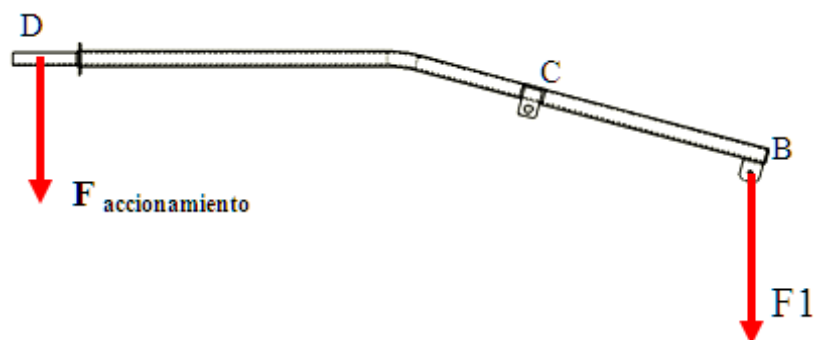
$$F_1 \times 150,5 + F_{trabajo} \times 39 = 0$$

$$F_1 = -\frac{702,190 \times 39}{150,5}$$

$$F_1 = -187N$$

Si se considera que el elemento OB no sufre deformaciones la fuerza en el punto B de la palanca BD será igual a  $F_1$ . por lo cual se tendrá el siguiente diagrama de cuerpo libre.

Figura 26. Palanca principal de accionamiento del embrague



$$\sum M_c = 0$$

$$F_1 \times 354,132 - F_{accionamiento} \times 722,1 = 0$$

$$F_{accionamiento} = \frac{187 \times 354,132}{722,1}$$

$$F_{accionamiento} = 91,7N = 9,35Kgf = 20,6Lbf$$

La fuerza ejercida con los brazos según un muestreo realizado es de 85 Lb (promedio) de acuerdo con los ensayos realizados, dichos valores se pueden observar en el Anexo G. Puesto que la fuerza ejercida para activar el embrague es menor a la fuerza que puede ejercer una persona promedio, la palanca está adecuadamente diseñada para no causar enfermedades laborales.

### 3.8 Selección de las catarinas y cadena [15]

El método de solución se especifica de la siguiente manera:

Se requiere accionar el eje que soporta el péndulo con una transmisión por cadena, la potencia del motor es de 0,5 hp, la velocidad de salida del reductor es de 11,7 rpm y el eje del péndulo debe girar a 5 rpm.

La potencia nominal (Pn) es de 0,5 HP, con este valor y el valor del factor de servicio obtenido en el Anexo H, se tendrá la potencia calculada.

$$Pot = Pn * FS \quad (25)$$

$$Pot = 0,5 * 1.3$$

$$Pot = 0,65 \text{ hp}$$

La relación de velocidad deseada se calcula con la fórmula:

$$i = \frac{n_{motriz}}{n_{conducido}} \quad (26)$$

Donde:

i: Relación de velocidad

$n_{motriz}$  : Número de revoluciones de la rueda conducida

$n_{conducido}$ : Número de revoluciones de la rueda conductora

$$i = \frac{11,7rpm}{5rpm}$$

$$i = 2,34$$

Del Catálogo Rexnold se procede a seleccionar el número de la cadena adecuado para la transmisión (ver Anexo I).

Esta primera tabla arroja una cadena número 60.

En la tabla correspondiente a la cadena N. 60 mostrada en el Anexo J, se obtiene un paso de 0,75 pulgadas. Con la potencia de diseño y la velocidad de salida, se puede obtener la catarina pequeña. Esta tabla presenta como resultado, con una potencia de 0,62 hp y una velocidad de 25 rpm una catarina pequeña con 16 dientes.

Las dimensiones de la catarina de 16 dientes se muestran en el Anexo K.

Se procede a calcular el número de dientes de la catarina mayor (conducida).

$$i = \frac{N_{conducido}}{N_{motriz}} \quad (27)$$

Donde:

i: Relación de velocidad

$N_{motriz}$  : Número de dientes de la rueda conducida

$N_{conducido}$ : Número de dientes de la rueda conductora

$$N_{conducido} = i * N_{motriz}$$

$$N_{conducido} = 2.34 * 16$$

$$N_{conducido} = 37,44 \text{ dientes}$$

La velocidad esperada se calcula con la fórmula:

$$n_{conducido} = n_{motriz} (N_{motriz} / N_{conducido})$$

$$n_{conducido} = 11,7 \text{ rpm}(16/37)$$

$$n_{conducido} = 5,059 \text{ rpm}$$

Los diámetros de paso de las catarinas se calculan de la siguiente manera.

- Catarina menor

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180/N)} \quad (28)$$

$$D = \frac{0,75}{\text{sen}(180/16)}$$

$$D = 3,84 \text{ pulgadas}$$

- Catarina mayor

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad (29)$$

$$D = \frac{0,75}{\text{sen}(180/37)}$$

$$D = 8,84 \text{ pulgadas.}$$

La longitud aproximada de la cadena puede obtenerse por la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{N_1+N_2}{2} + \frac{N_2-N_1}{4\pi^2 C} \quad (30)$$

$$L = 2 * 11 + \frac{37 + 16}{2} + \frac{37 - 16}{4\pi^2 * 11}$$

$$L = 48,54 \text{ pasos}$$

$$L = 48 \text{ pasos}$$

$$L = 36 \text{ pulgadas}$$

La distancia entre centros real es:

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2+N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2+N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2-N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (31)$$

$$C = \frac{1}{4} \left[ 48 - \frac{37 + 16}{2} + \sqrt{\left[ 48 - \frac{37 + 16}{2} \right]^2 - \frac{8(37 - 16)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 10,2 \text{ pasos}$$

$$C = 7,5 \text{ pulgadas}$$

$$C = 190,5 \text{ mm.}$$

Los ángulos de abrazamiento tanto para la catarina mayor, como para la menor se calculan con las ecuaciones siguientes:

Catarina menor:

$$\begin{aligned}\theta_1 &= 180^\circ - 2 \sin^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \\ \theta_1 &= 180^\circ - 2 \sin^{-1}[(8,84 - 3,84)/2 * 7,5] \\ \theta_1 &= 141^\circ\end{aligned}\tag{32}$$

Catarina mayor

$$\begin{aligned}\theta_2 &= 180^\circ + 2 \sin^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \\ \theta_2 &= 180^\circ + 2 \sin^{-1}[(8,84 - 3,84)/2 * 7,5] \\ \theta_2 &= 218,94^\circ\end{aligned}\tag{33}$$

### 3.9 Cálculo de fuerza en la cadena y las catarinas

Si se conoce el par torsional T en una catarina se tiene:

$$F_c = \frac{T}{D/2}\tag{34}$$

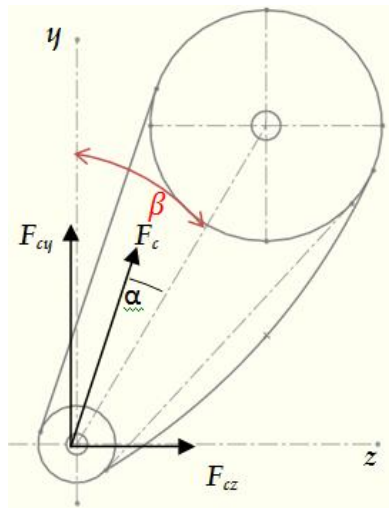
Donde:

D: Diámetro de paso de la catarina.

F<sub>c</sub>: Fuerza en el lado tenso de la cadena.

La transmisión en el péndulo está ubicada a un ángulo determinado, lo que hará que la fuerza de tensión en la transmisión sea transmitida a los ejes de la siguiente manera.

Figura 27. Componentes de la fuerza de tensión en el eje motriz de la transmisión.



Conocido el torque que transmite el embrague y con la ecuación (34) se tiene que:

$$F_c = \frac{T}{D/2}$$

$$F_c = \frac{1887 \text{ lb.in}}{3,8 \text{ in}/2}$$

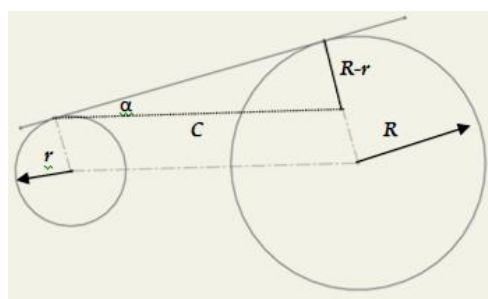
$$F_c = 993 \text{ lb}$$

$$F_c = 4413 \text{ N}$$

Para encontrar el ángulo  $\alpha$  se deduce mediante un triángulo rectángulo de la siguiente forma:

Conocidos los radios de las catarinas y la distancia entre centros.

Figura 28. Representación de la inclinación de la transmisión en el péndulo.





Datos:

R= 4, 42 in

r= 1, 92 in

C= 7, 5 in

$$\begin{aligned}\text{Sen } \alpha &= \frac{R - r}{C} \\ \alpha &= \sin^{-1} \left( \frac{R - r}{C} \right) \\ \alpha &= \sin^{-1} \left( \frac{4,92 - 1,92}{7,5} \right) \\ \alpha &= \sin^{-1}(0,3867) \\ \alpha &= 22,75^\circ \\ \alpha &= 23^\circ\end{aligned}$$

El ángulo  $\beta$  de inclinación real, al cual la transmisión se encuentra es de  $45^\circ$ . Por lo que las cargas deben calcularse con respecto de los ejes “x” e “y” de la gráfica con el ángulo siguiente:

$$\begin{aligned}\gamma &= \beta - \alpha \\ \gamma &= 45 - 23 \\ \gamma &= 22^\circ\end{aligned}\tag{35}$$

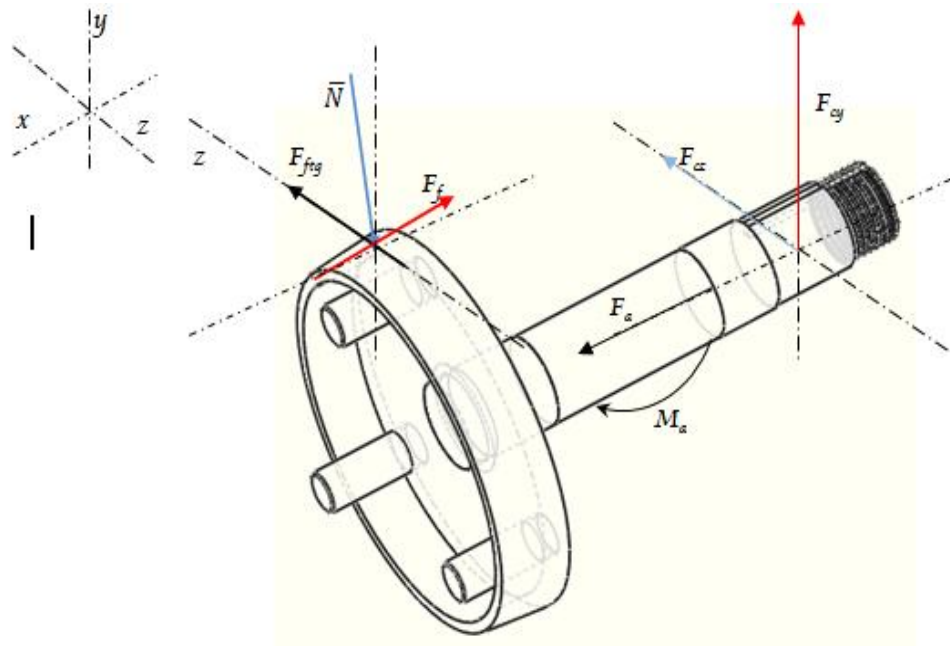
Las componentes horizontal y vertical de la carga  $F_c$  son:

$$\begin{aligned}F_{cy} &= F_c * \text{Cos } \gamma & F_{cz} &= F_c * \text{Sen } \gamma \\ F_{cy} &= F_c * \text{Cos}(22) & F_{cz} &= F_c * \text{Sen}(22) \\ F_{cy} &= 4413N * \text{Cos}(22) & F_{cz} &= 4413 * \text{Sen}(22) \\ F_{cy} &= 4092N & F_{cz} &= 1653N\end{aligned}$$

Con estas fuerzas y las cargas encontradas en el cono del embrague se puede proceder a calcular el diámetro del eje del embrague.

En el diagrama siguiente se muestran las cargas encontradas para el cálculo del diámetro del eje para el macho de embrague:

Figura 29. Representación de las cargas en el embrague cónico



Las cargas expuestas en el gráfico son todas las cargas que actúan en el macho del embrague. Éstas serán analizadas en planos diferentes para el diseño del eje.

### 3.10 Cargas en el plano xy

Figura 30. Representación de las cargas dispuestas sobre el macho de embrague, en el plano x-y

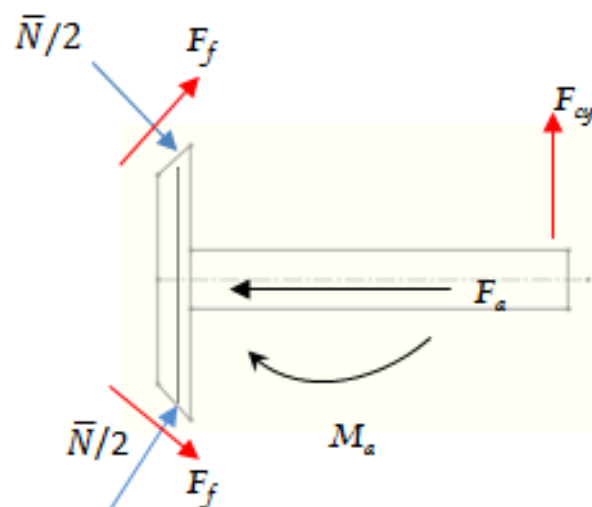
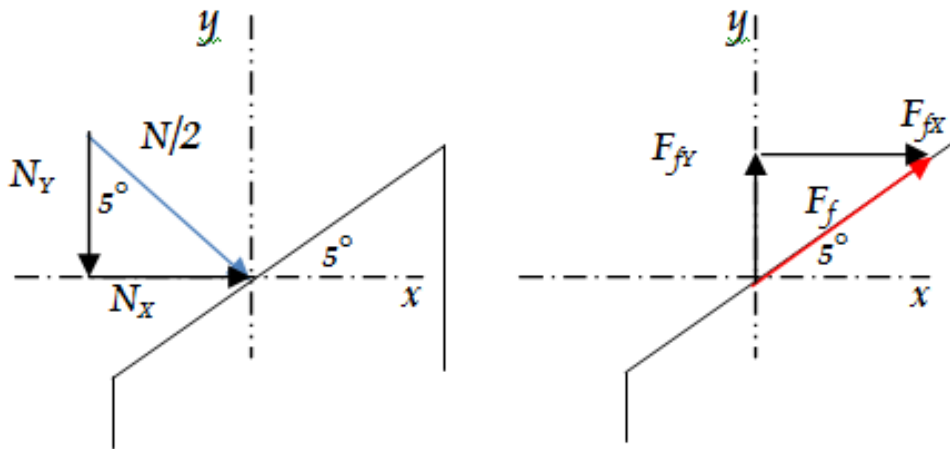


Figura 31. Descomposición vectorial de cada carga dispuesta sobre el cono de embrague



$$N_x = N/2 * \text{Sen} (5^\circ)$$

$$N_x = 656 \text{ N} * \text{Sen} 5^\circ$$

$$N_x = 57,174$$

$$N_y = N/2 * \text{Cos} (5^\circ)$$

$$N_y = 656 * \text{Cos} (5^\circ)$$

$$N_y = 653,5 \text{ N}$$

$$F_{fx} = F_f * \text{Cos} (5^\circ)$$

$$F_{fx} = 590 \text{ N} * \text{Cos} (5^\circ)$$

$$F_{fx} = 587,75 \text{ N}$$

$$F_{fy} = F_f * \text{Sen} (5^\circ)$$

$$F_{fy} = 590 * \text{Sen} (5^\circ)$$

$$F_{fy} = 51,422 \text{ N}$$

Estas cargas aplicadas en el lado contrario del cono hacen que las componentes del eje “y” se anulen y que las componentes en el eje “x” se sumen.

$$P_x = 2N_x + F_f \quad (36)$$

$$P_x = 114,348 + 587,75$$

$$P_x = 702,098 \text{ N}$$

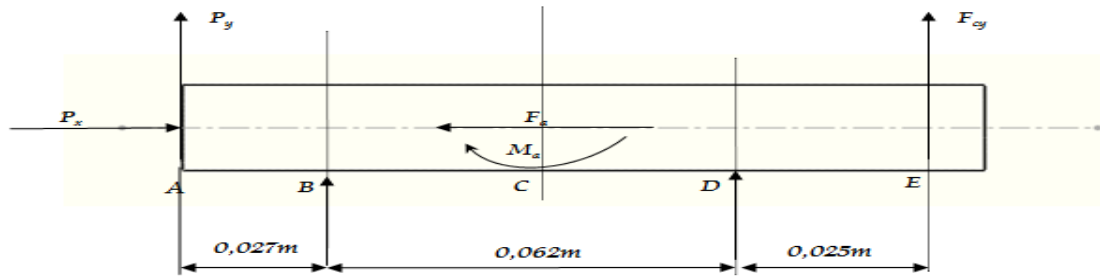
La sumatoria de cargas en el eje “x” es igual a la carga de accionamiento pero en sentido contrario

$$P_y = 0 \text{ N}$$

Las cargas en el eje “y” se anulan puesto que actúan en el cono en ambos lados dando direcciones opuestas a las cargas (ver figura 30.)

Todas estas cargas aplicadas al eje quedan representadas de la siguiente manera:

Figura 32. Distribución de las cargas en el eje de embrague las cargas en el eje de embrague.



### 3.10.1 Cálculo de de las reacciones en el eje.

$$\sum F_y = 0$$

$$P_y + R_B + R_D + F_{cy} = 0$$

$$R_B + R_D = -4092N$$

$$\sum M_B = 0$$

$$P_y * (0,027m) + F_a * (0,024m) - R_D * (0,062m) - F_{cy} * (0,087m) = 0$$

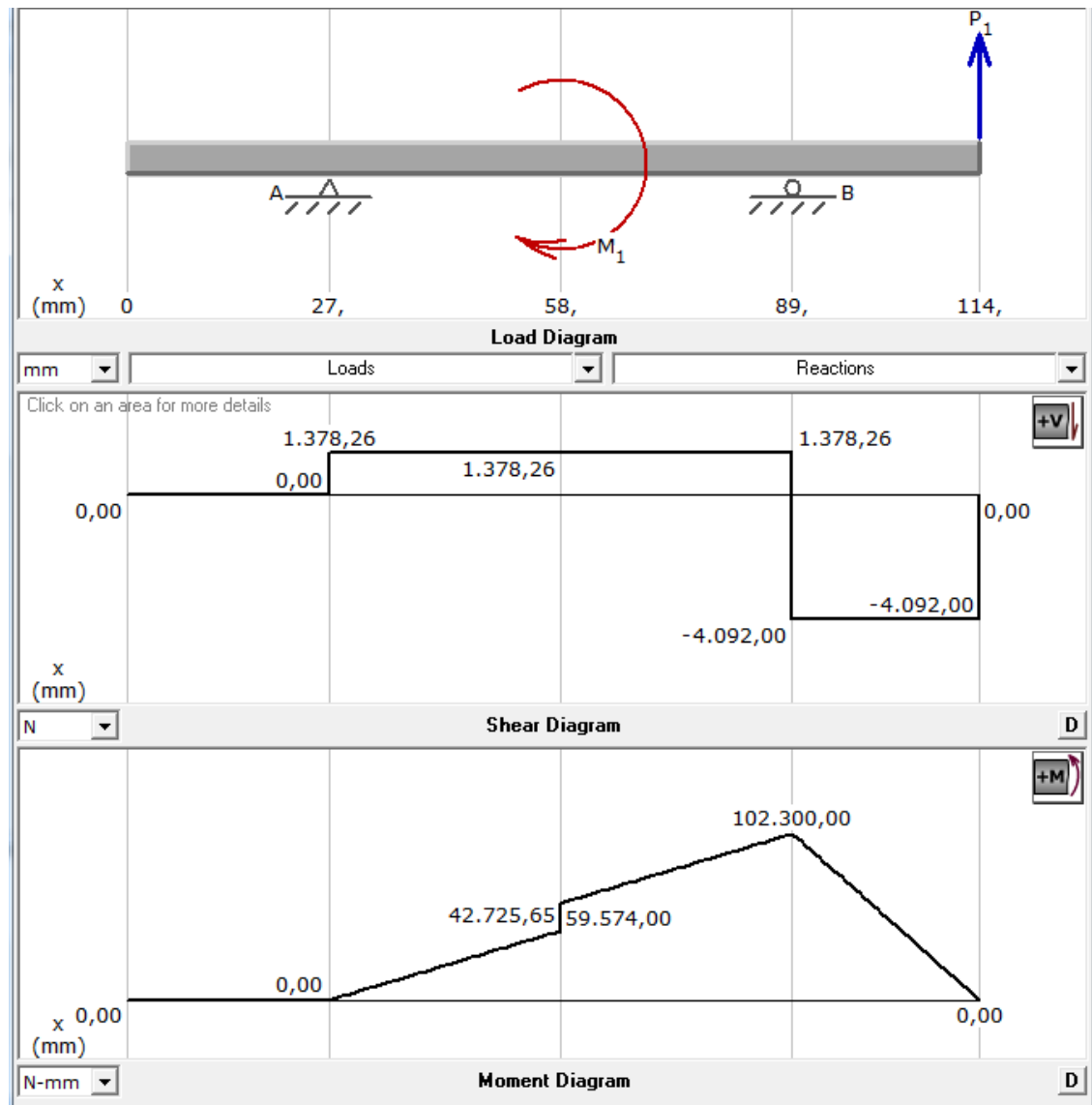
$$R_D = \frac{F_a * (0,024m) - F_{cy}(0,087m)}{0,062m}$$

$$R_D = -5470,3 N$$

$$R_B = 1378,3N$$

**3.10.2 Diagrama de cortante y momento flector.** Conocidas todas las cargas que actúan sobre el eje se determina el diagrama de cortante y momento flector:

Figura 33. Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa MdSolid).

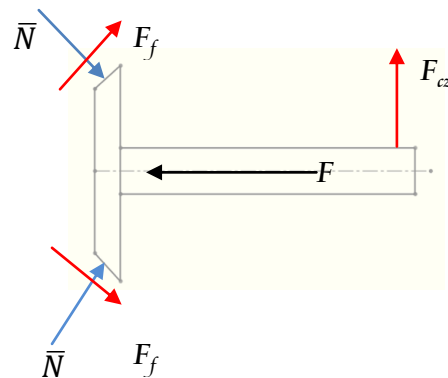


El momento flector máximo es de 102,3 N-m.

### 3.11 Cargas en el plano xz

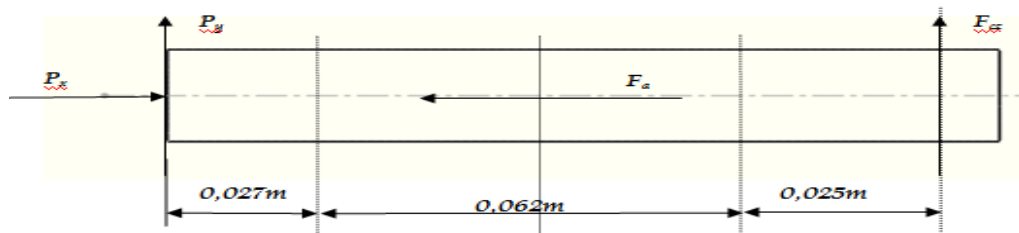
Para este plano los cálculos anteriores son los mismos, cambiando la fuerza aplicada en el punto que se encuentra la catarina.

Figura 34. Representación de las cargas dispuestas sobre el macho de embrague, en el plano x-z



Todas estas cargas aplicadas al eje quedan representadas de la siguiente manera:

Figura 35. Distribución de las cargas en el eje de embrague las cargas en el eje de embrague en el plano xz



### 3.11.1 Cálculo de las reacciones presentes en el eje

$$\sum F_y = 0$$

$$P_y + R_B + R_D + F_{cz} = 0$$

$$R_B + R_D = -1653 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

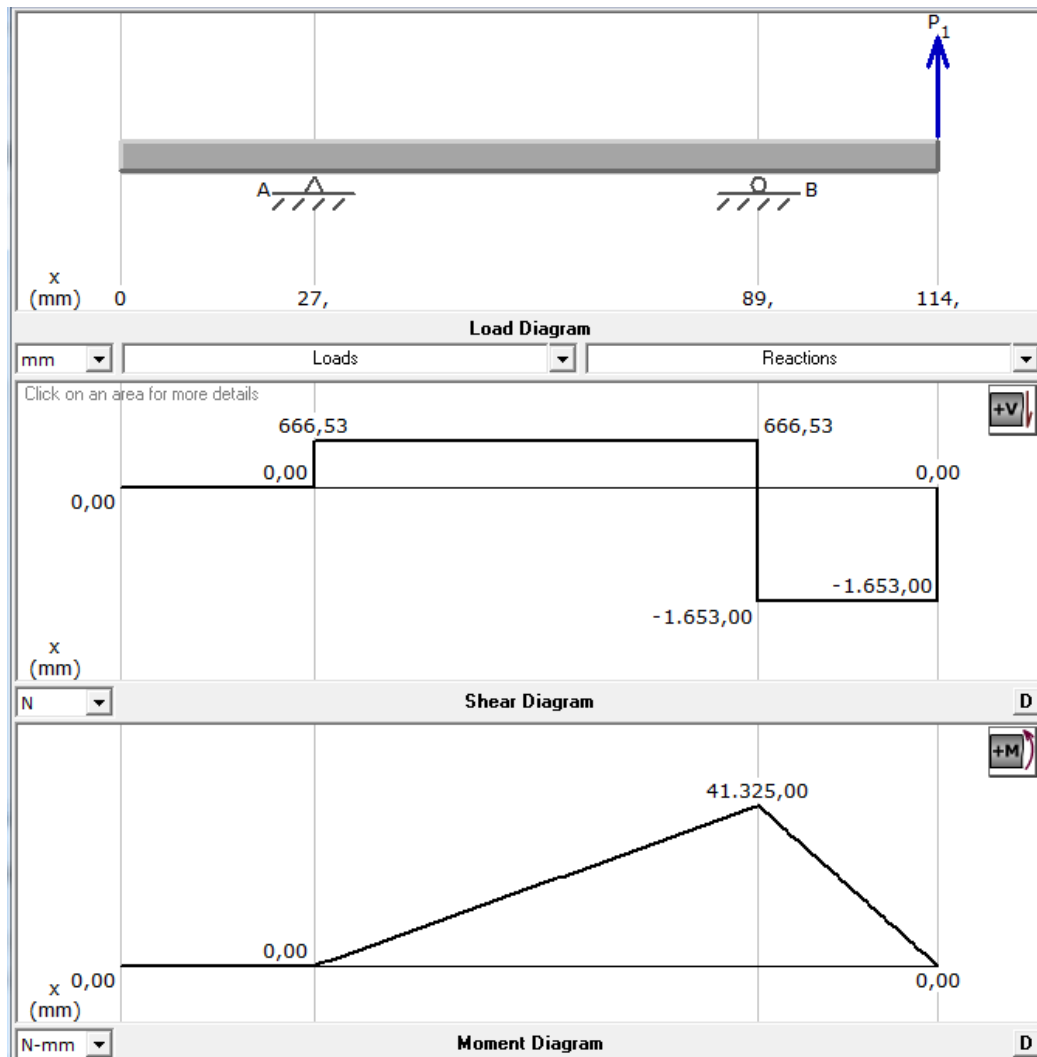
$$P_y * (0,027\text{m}) - R_D * (0,062\text{m}) - F_{cz} * (0,087\text{m})$$

$$R_D = -2320\text{N}$$

$$R_B = 667\text{N}$$

### 3.11.2 Diagrama de cortante y momento flector.

Figura 36. Diagrama de fuerza y momento en el plano XY (Programa MdSolid).



El momento flector máximo en este plano es de 41,325 N-m.

Éste es el análisis inicial para el diseño del eje del cono macho para el péndulo Charpy, ahora se estudiarán los esfuerzos causados por estas fuerzas para encontrar el diámetro del eje.

### 3.12 Esfuerzos en el eje de embrague. [16]

**3.12.1 Esfuerzo debido a compresión.** La fuerza causal de la compresión del eje es la fuerza de accionamiento del embrague:

$$\begin{aligned}\sigma_c &= -\frac{F_a}{A} \\ \sigma_c &= -\frac{4 * 702N}{\pi * D^2} \\ \sigma_c &= -\frac{893,814}{D^2}\end{aligned}\tag{37}$$

**3.12.2 Esfuerzo debido a flexión.** Puesto que el momento flector actúa en dos planos y son componentes de un vector, se procede a calcular la magnitud de este vector:

$$\begin{aligned}M_f &= \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \\ M_f &= \sqrt{102,3^2 + 41,33^2} \\ M_f &= 110,3 \text{ N.m}\end{aligned}\tag{38}$$

Con la ecuación del esfuerzo flector en flexión se tiene:

$$\begin{aligned}\sigma_f &= \frac{M_F * C}{I} \\ \sigma_f &= 32 * \frac{110,3 * \frac{D}{2}}{\pi * D^4} \\ \sigma_f &= \frac{562}{D^3}\end{aligned}\tag{39}$$

**3.12.3 Esfuerzo debido a la torsión.** Conocido el torque se puede utilizar la ecuación del esfuerzo como sigue:

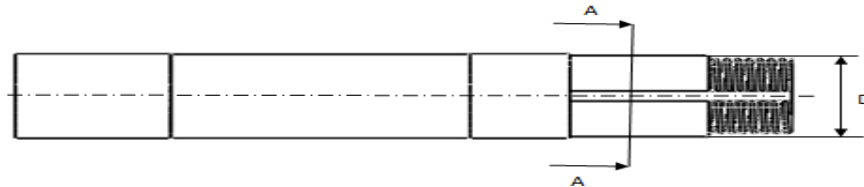
$$\begin{aligned}\tau &= \frac{T * C}{J} \\ \tau &= 16 * \frac{213}{\pi * D^3} \\ \tau &= \frac{1085}{D^3}\end{aligned}\tag{40}$$



### 3.13 Diseño estático del eje

Una vez conocidos los esfuerzos se procede a realizar un diseño estático del eje, para obtener un diámetro apropiado y así realizar el diseño del eje que tenga una configuración geométrica igual a la que se indica en la figura.

Figura 37. Representación del eje ubicando la sección más crítica en el mismo



La sección más propensa a sufrir un fallo, es en la parte del chavetero, por lo que se realizará el análisis en esa zona.

Utilizando un acero AISI 4340 que presenta las siguientes propiedades: [17]

- Resistencia a la fluencia:  $S_y = 1000 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$
- Resistencia última a la tensión:  $S_{ut} = 1200 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

Con los datos de los esfuerzos calculados anteriormente en el numeral 3.12 y aplicando el teorema de la energía de distorsión se tiene:

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (41)$$

$$\frac{1000 \cdot 10^6}{n} = \sqrt{\left(\frac{562}{D^3} - \frac{893,814}{D^2}\right)^2 + 3\left(\frac{1085}{D^3}\right)^2}$$

Con un coeficiente de seguridad (n) igual a 8 se tiene:

$$\frac{1000 \cdot 10^6 \text{ N.m}}{8} = \sqrt{\left(\frac{562}{D^3} - \frac{893,814}{D^2}\right)^2 + 3\left(\frac{1085}{D^3}\right)^2}$$

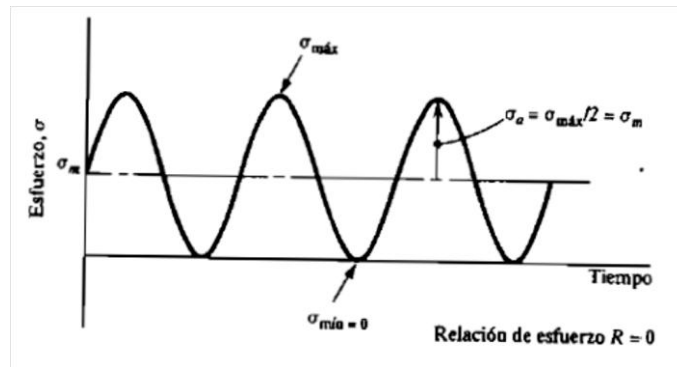
$$D = 0,02500 \text{ m.}$$

El valor del diámetro calculado a diseño estático es de 25 mm. con un coeficiente de seguridad de 8, lo que hace que el diseño sea seguro a cargas estáticas puesto que, un valor seguro puede tener un coeficiente de seguridad entre 1 y 2[18]. Este valor del diámetro servirá para hacer la verificación a cargas dinámicas del eje.

### 3.14 Diseño del eje a fatiga.

**3.14.1 Esfuerzos fluctuantes.**[19] Se considerará un caso especial de carga fluctuante, el cual es la fluctuación del esfuerzo repetido en una dirección (ver figura 39), es decir cuando la carga se aplica y se remueve varias veces. Como se observa en la figura el esfuerzo fluctúa desde un máximo hasta un mínimo en cada ciclo. Entonces se tiene:

Figura 38. Representación de fluctuación de cargas.



Fuente: Moth R.L

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (42)$$

Donde:

$\sigma_a$ = Esfuerzo alternativo (amplitud de esfuerzo).

$\sigma_m$ =Esfuerzo medio.

$\sigma_{max}$ = Esfuerzo máximo.

$\sigma_{min}$ = Esfuerzo mínimo.

Por el principio de superposición se tiene:

$$\sigma = \sigma_f \pm \sigma_c \quad (43)$$

De la ecuación (42) y de los valores encontrados anteriormente con los esfuerzos y tomando en cuenta el teorema de superposición y considerando que la compresión tiene signo negativo se tiene:

$$\begin{aligned}\sigma_a = \sigma_m &= \frac{\sigma_f - \sigma_c}{2} \\ \sigma_a = \sigma_m &= \frac{\frac{562}{D^3} - \frac{893,814}{D^2}}{2} \\ \sigma_a = \sigma_m &= \frac{562}{2D^3} - \frac{893,814}{2D^2} \\ \sigma_a = \sigma_m &= \frac{281}{D^3} - \frac{446,907}{D^2}\end{aligned}$$

El esfuerzo de corte por torsión también fluctúa de igual manera entonces se tiene:

$$\begin{aligned}\tau_a = \tau_m &= \frac{\tau}{2} \\ \tau_a = \tau_m &= \frac{542,5}{D^3}\end{aligned}$$

Utilizando además la Teoría de la deformación se tiene el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (44)$$

Utilizando el método de Soderberg se tiene:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n} \quad (45)$$

### 3.14.2 Resistencia a la fatiga: [20]

De acuerdo a la ecuación de Marín se tiene:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_g \cdot S_e' \quad (46)$$

Donde:

Se: Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

Se': Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria. El cual se calcula con la fórmula siguiente por ser un caso a flexión:

$$Se' = 0,5Sut \quad (47)$$

Sut: Resistencia última del material

- *Ka: Acabado superficial:* Con un valor de resistencia última de 1200 MPa. y una superficie maquinada se tiene un valor de  $Ka = 0,67$ . (ver Anexo L)
- *Kb: Factor de tamaño:* Como el diámetro estimativo en el análisis estático es de 25, mm (aproximadamente 1 pulgada), se realizará el análisis para verificar este diámetro.

$$kb = \begin{cases} 0,869d^{-0.097} & 0.3 \text{ plg} < d \leq 10 \text{ plg} \\ 1 & d \leq 0.3 \text{ plg o bien } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1,189d^{-0.097} & \end{cases}$$

$$Kb = 0,869d^{-0.097} = 0,869 * 1^{-0.097} = 0,869$$

- *Kc: Factor de Confiabilidad:* Se considera una confiabilidad del 90%, se tiene un valor  $Kc=0,9$ .
- *Kd: Factor de ambiente:* Como la máquina va a trabajar en factores ambientales normales.

$$kd = \begin{cases} 1, 0 & T \leq 450 \text{ }^{\circ}\text{C} (840^{\circ}\text{F}) \\ 1-5,8 (10)^{-3}(T-450) & 450 \text{ }^{\circ}\text{C} < T \leq 550 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ 1-3,2 (10)^{-3}(T-840) & 840 \text{ }^{\circ}\text{F} < T \leq 1020 \text{ }^{\circ}\text{F} \end{cases}$$

El factor de temperatura tendrá un valor  $Kd=1$

- $K_e$ : Factor por concentración de esfuerzos: El eje tendrá una ranura de chaveta en su parte más crítica por lo que se hace el siguiente análisis:

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (48)$$

$$k_f = q * (k_t - 1) + 1 \quad (49)$$

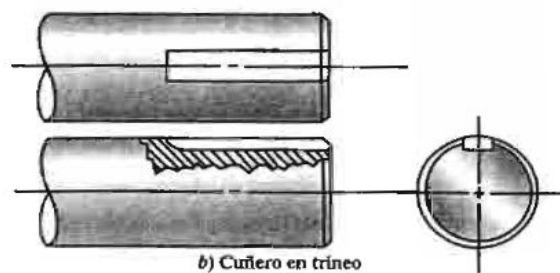
Donde:

$K_f$ : Coeficiente de mayoración de esfuerzos.

$q$ : Factor de sensibilidad a la entalla

$K_t$ : Coeficiente geométrico.

Figura 39. Figura de la geometría de la chaveta en el eje



Fuente: Moth. R.L.

$$K_t = 1,6 \text{ (Cuña o chavetero de trineo)}$$

Se escoge el valor de chavetero de trineo puesto que es la requerida para nuestro diseño; además si el radio de la ranura es muy grande, el valor de  $q$  es igual a 1 entonces se puede asumir que  $K_t$  es igual a  $K_f$  para realizar un diseño seguro. [21]

$$K_f = 1,6$$

Entonces  $K_e = 1/1,6$  siendo  $K_e = 0,625$

- Kg: Factor por efectos diversos. El eje no está expuesto a factores diversos, entonces tomará un valor Kg=1.

Reemplazando todos estos valores en la ecuación de Marín (46) se tiene:

$$Se = 0,67 * 0,869 * 0,9 * 1 * 0,625 * 1 * Se'$$

$$Se = 0,3275Se'$$

De la ecuación 47 se obtienen:

$$Se' = 0,5Sut$$

$$Se' = 0,5 * 1200 * 10^6$$

$$Se' = 600 * 10^6 Pa$$

Entonces:

$$Se = 0,375 * 600 * 10^6$$

$$Se = 196,502 * 10^6 Pa$$

$$Se = 196,502 MPa$$

Utilizando la ecuación (44) y considerando además la fluctuación de las cargas se obtendrá los esfuerzos amplitud y medio de la siguiente manera:

$$\sigma_{eqa} = \sigma_{eqm} = \sqrt{\left(\frac{281}{D^3} - \frac{446,907}{D^2}\right)^2 + 3\left(\frac{542,5}{D^3}\right)^2}$$

Con todos los datos calculados y con un diámetro tentativo de 1 pulgada (25,4 mm) utilizando la ecuación (45) se tiene:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{281}{25,4^3} - \frac{446,907}{25,4^2}\right)^2 + 3\left(\frac{542,5}{25,4^3}\right)^2}}{1000 * 10^6} + \frac{\sqrt{\left(\frac{281}{25,4^3} - \frac{446,907}{25,4^2}\right)^2 + 3\left(\frac{542,5}{25,4^3}\right)^2}}{196,502 * 10^6} = \frac{1}{n}$$

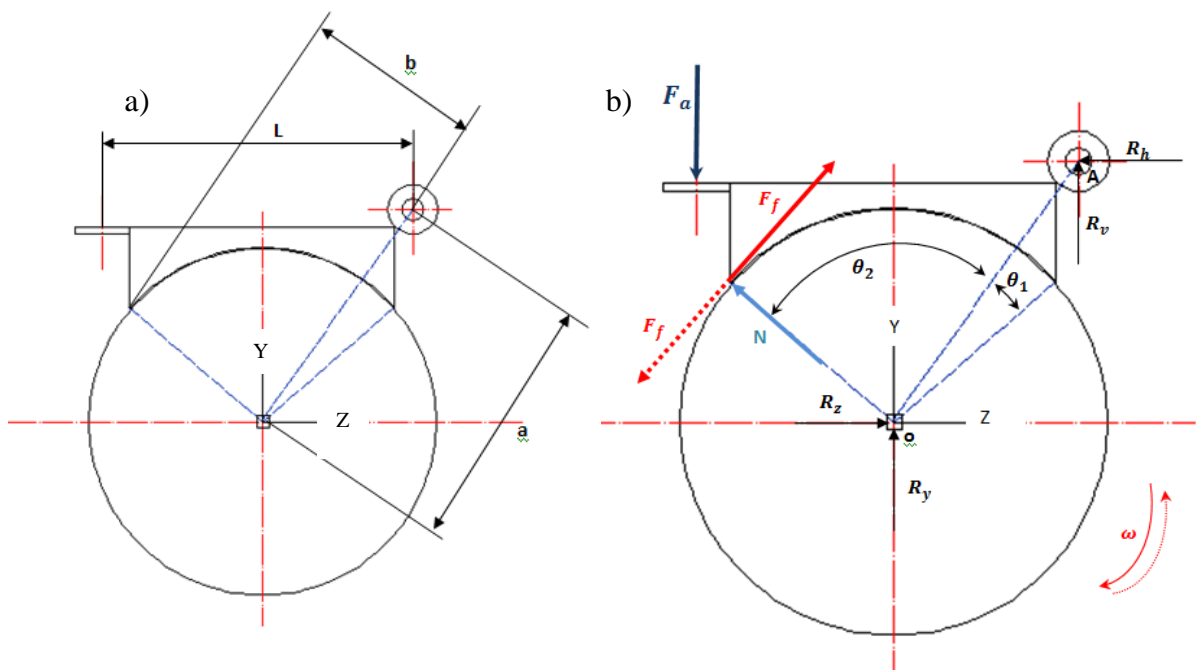
En donde el factor de seguridad será:  $n = 2,5$

En resumen, el diámetro del eje del embrague será de 25,4 mm con un factor de seguridad de 2,5 el cual es un factor adecuado para cargas dinámicas. [22]

### 3.15 Diseño del sistema de freno.

El freno utilizado es un freno de zapata larga, el cual por el cambio de giro se vuelve en auto-energizante y desenergizante, esto implica que los momentos de fricción cambian en su signo por el cambio de giro del péndulo.

Figura 40. a) Medidas del freno de tambor de zapata larga que se desea construir, b) Disposición de las cargas en dicho elemento.



**3.15.1 Parámetros de diseño.** Para el diseño del freno, del presente proyecto se consideraron los siguientes parámetros [23]:

- $D$ : Diámetro del tambor= 140 mm (radio  $r = 70$  mm)
- $a$ : Distancia desde el pivote del freno hasta el centro del tambor  $a = 123$  mm.
- $b$ : Distancia de la fuerza de fricción tomada desde el pivote;  $b = 70$  mm.
- $L$ : Longitud de la palanca;  $L = 150$  mm.
- $e$ : Espesor de la balata de freno;  $e = 67$  mm.

- $\mu$ : Coeficiente de fricción cinético cuyo valor es de 0,45 para materiales de zapatas de metales sinterizados. (ver tabla 17)
- $p_{\text{máx}}$ : Presión de trabajo máximo para frenos de metales sinterizados está en un rango de 1035-2070 Kpa. (ver tabla 17)

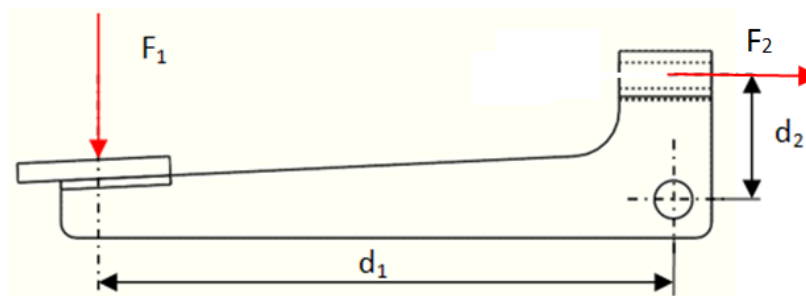
Con todos estos datos se procede a la verificación del freno:

(Ver plano 44 hasta 51)

Al considerar que el talón del freno está cerca del pivote y no ejerce presión en éste punto se asumirá que  $\theta_1 \approx 10^\circ$ ;  $\theta_2$  tiene un valor de  $87^\circ$  medidos.

La fuerza que se aplica al freno está dada por la carga que se ejerce en el pedal del freno, utilizando la regla de la palanca se tiene que:

Figura 41. Representación gráfica del pedal de freno



$$F_1 * d_1 = F_2 * d_2 \quad (50)$$

$$F_2 = F_1 * \frac{d_1}{d_2}$$

Si la fuerza aplicada en el pedal del freno es de 45 kg (Ver Anexo G), que es la fuerza que se aplica con un pie presionando el pedal del freno y se tiene las siguientes distancias en el pedal.

- $d_1 = 190 \text{ mm}$
- $d_2 = 41 \text{ mm}$



De la ecuación (60) se tiene que:

$$F_2 = 40 \text{ Kg} * \frac{190}{41}$$

$$F_2 = 185,4 \text{ Kg} \approx 1816,6 \text{ N}$$

Esta carga se aplica por el cable que une el pedal y el freno, suponiendo que no existen pérdidas por fricción entre el cable y la funda se tiene que la fuerza de accionamiento del freno es  $F_2 = F_a = 1817 \text{ N}$ .

Se requiere calcular la presión máxima de trabajo en el freno para lo que se calcula el momento normal ( $M_n = N * a$ ), y el momento por fricción ( $M_f = F_f * b$ ).

Momento normal.

$$M_n = 0,25 \cdot p_{max} \cdot e \cdot r \cdot a \cdot [2(\theta_2 - \theta_1) \frac{\pi}{180} - \text{sen}2\theta_2 + \text{sen}2\theta_1] \quad (51)$$

$$M_n = 0,25 * p_{max} * 0,067 * 0,07 * 0,123 * [2(87 - 10) \frac{\pi}{180} - \text{sen}2(87) + \text{sen}2(10)]$$

$$M_n = 4,219 * 10^{-4} * p_{max}$$

Momento de fricción.

$$M_f = \mu \cdot p_{max} \cdot e \cdot r \cdot [r \cdot (\cos\theta_1 - \cos\theta_2) + 0,25 \cdot a \cdot (\cos2\theta_2 - \cos2\theta_1)] \quad (52)$$

$$M_f = 0,45 * p_{max} * 0,067 * 0,07 * [0,07 * (\cos 10 - \cos 87) + 0,25 * 0,123 * (\cos 2(87) - \cos 2(10))]$$

$$M_f = 1,223 * 10^{-5} p_{m\acute{a}x}$$

Conocidos los momentos y la fuerza actuante se tiene:

$$F_a = \frac{M_f + M_n}{L} \quad (53)$$

$$1817 \text{ N} = \frac{4,219 * 10^{-4} * p_{m\acute{a}x} - 1,223 * 10^{-5} p_{m\acute{a}x}}{0,150}$$

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{272,55 \text{ N}}{4,0967 * 10^{-4} m^2}$$

$$p_{m\acute{a}x} = 665,291 \text{ KPa.}$$

El par torsional de frenado es:

$$T = \mu \cdot p_a \cdot e \cdot r^2 (\cos\theta_1 - \cos\theta_2) \quad (54)$$

$$T = 0,45 * 665291 * 0,067 \cdot 0,07^2 (\cos 10 - \cos 87)$$

$$T = 89,937 \text{ Nm}$$

Donde:

$\mu$ : Coeficiente de fricción cinética

$p_a$ : Presión máxima de trabajo

$e$ : Espesor de la balata de freno

$r$ : Radio del tambor de freno

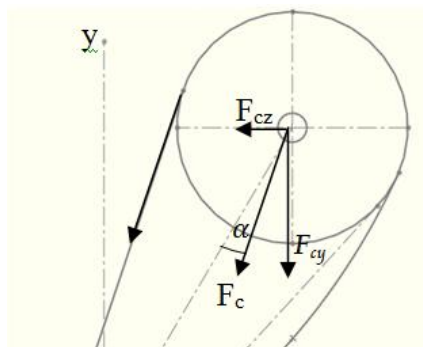
$a$ : Distancia desde el centro del pivote hasta el centro del tambor.

$T$ : Par torsional.

### 3.16 Diseño del eje que sostiene al péndulo.

**3.16.1 Cargas por efecto de la cadena hacia el eje del péndulo.** Las cargas aplicadas en el eje del péndulo son las mismas que se aplicaron en el eje del embrague, pero en dirección contraria como se muestra en el gráfico.

Figura 42. Cargas aplicadas al eje del péndulo por la transmisión de cadena.



**3.16.2 Cargas por accionamiento del freno.** Las cargas aplicadas por efecto de aplicación del freno, al eje que sostiene el péndulo son:

$$F_f = u * pa * e * r * (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad (55)$$

$$F_f = 0,45 * 665291 * 0,067 * 0,07 * (\cos 10 - \cos 87)$$

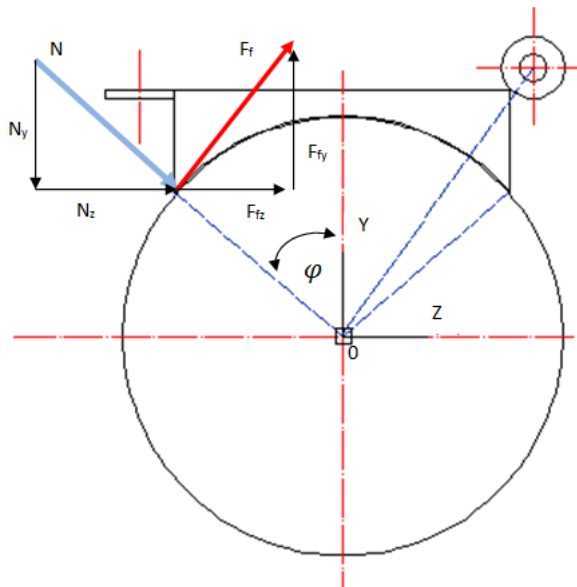
$$F_f = 1309,3 \text{ N}$$

$$N = pa * e * r * (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

$$N = 665291 * 0,067 * 0,07 * (\cos 10 - \cos 87)$$

$$N = 2909,5 \text{ N}$$

Figura 43. Cargas aplicadas al tambor de freno



Con respecto al sistema de referencia fijo utilizado en la gráfica anterior, la fuerza normal y la fuerza de fricción están actuando a 48 grados de la vertical hacia la izquierda, lo que hace que las cargas se descompongan en componentes horizontales y verticales para aplicarlas al eje, y poder realizar su respectivo análisis.

$$N_z = N * \operatorname{sen} \varphi$$

$$N_z = 2909,5 * \operatorname{sen} 48$$

$$N_z = 2162,2 \text{ N}$$

$$N_y = N * \cos \varphi$$

$$N_y = 2909,5 * \cos 48$$

$$N_y = 1946,84 \text{ N}$$

$$F_{fz} = F_f * \cos \varphi$$

$$F_{fz} = 1309 * \cos 48$$

$$F_{fz} = 875,89 \text{ N}$$

$$F_{fy} = F_f * \sin \varphi$$

$$F_{fy} = 1309 * \sin 48$$

$$F_{fx} = 972,77$$

**3.16.3 Cálculo de reacciones en la sección del eje que cuelga el péndulo.** Para obtener las reacciones en el eje por efecto del péndulo se debe analizar en dos escenarios.

- El primero.- Cuando el péndulo es elevado, análisis que se realizó al inicio del cálculo, donde se obtuvo un momento torsional máximo de 237,11 N.m con una masa de 33.2 kgf. y,
- el segundo.- Cuando el péndulo impacta contra la probeta cuyo análisis se demostrará a continuación:

**3.16.4 Cargas en el eje del péndulo.** Para calcular las cargas en el eje del péndulo se deben tomar en consideración la dinámica de movimiento del péndulo al momento de impacto, en el cual se tomarán en consideración las ecuaciones del movimiento de un cuerpo alrededor de un eje fijo [24]

$$\sum Mo = I * \alpha \quad (56)$$

$$\sum F^t = m * R * \alpha \quad (57)$$

$$\sum F^n = m * R * \omega^2 \quad (58)$$

Donde:

$\sum Mo$ : Sumatoria de momentos respecto al eje de rotación.

$\sum F^t$ : Sumatoria de fuerzas tangenciales

$\sum F^n$ : Sumatoria de fuerzas normales.

$I$ : Momento de Inercia del Péndulo respecto del eje de rotación  
( $I = 227691,442 \text{ [kg} * \text{cm}^2]$ )

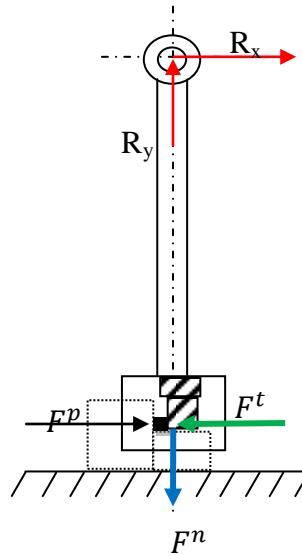
$\omega$ : Velocidad angular del péndulo

$\alpha$ : Aceleración angular del Péndulo

$R$ : Radio a centro de gravedad del péndulo respecto al eje de rotación.

En la gráfica se muestran las cargas que aparecerán en el eje del péndulo al momento del impacto.

Figura 44. Cargas en el péndulo al momento del impacto.



La carga normal  $F^n$  se calcula con la ecuación (57), donde todos sus parámetros ya son conocidos. Así:

$$\sum F^n = m * R * \omega^2$$

$$R_y - F^n = m * R * \omega^2$$

$$R_y - m * g = 33,33 \text{ [kg]} * 0,8 \text{ [m]} * \left(6 \left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right]\right)^2$$

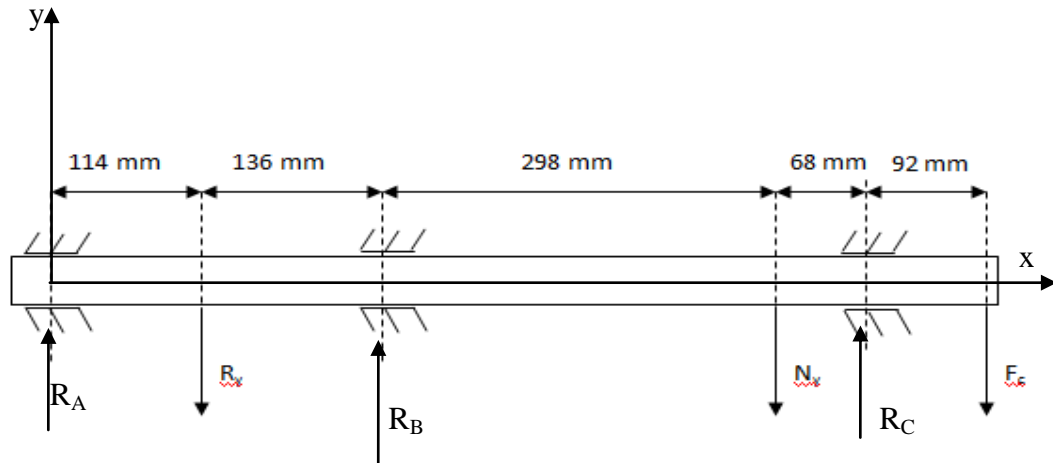
$$R_y - 326,932 \text{ [N]} = 33,34 \text{ [kg]} * 0,8 \text{ [m]} * \left(6 \left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right]\right)^2$$

$$R_y = 1287,124 \text{ [N]}$$

Con esta carga tenemos las fuerzas suficientes para realizar el análisis del eje, y poder calcular su diámetro.

Las cargas en el eje del péndulo están representadas en la gráfica de la siguiente manera:

Figura 45 .Cargas presentes en el eje que soporta el péndulo.



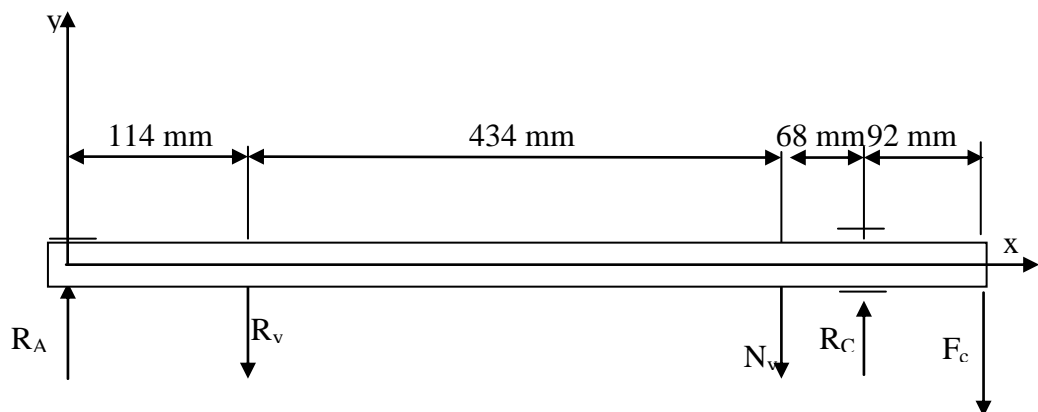
Como se observa en la gráfica el eje está sobre tres apoyos, por lo que las ecuaciones de la estática no son suficientes para determinar sus reacciones, entonces se considera como un sistema hiperestático.

Se utiliza el método de la doble integración, utilizando las ecuaciones universales de la elástica de la viga. Para determinar correctamente las reacciones en los apoyos. [25].

$$EIy = EIy_0 + EI\theta_0x + \sum \frac{M(x-a)^2}{2} + \sum \frac{P(x-b)^3}{6} + \sum \frac{q(x-c)^4}{24} \quad (59)$$

Con esta ecuación se puede encontrar la incógnita planteada que es la reacción en el apoyo B de la figura 45, la cual no se la considera en una primera parte de análisis.

Figura 46. Eje sin empotramiento intermedio, eje apoyado isostáticamente.



$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_c = 1287 + 1947 + 4092 [N]$$

$$R_A + R_c = 7326 [N]$$

$$\sum M_c = 0$$

$$R_A * 616 - 1287 * 502 - 1947 * 68 + 4092 * 92 = 0$$

$$R_A = 652,61[N]$$

$$R_c = 6673,39 [N]$$

Si se realiza el análisis en el eje “y” considerando que: no se tiene cargas distribuidas, ni momentos puntuales obtenemos la fórmula siguiente:

$$EIy = EIy_0 + EI\theta_0 x + \sum \frac{P(x-b)^3}{6}$$

Haciendo un análisis hasta el punto C de la figura 46 se tiene:

$$EIy = EIy_0 + EI\theta_0 x + \frac{R_A(x-0)^3}{6} - \frac{R_y(x-0,114)^3}{6} - \frac{N_y(x-0,548)^3}{6}$$

Tomando en cuenta que para x=0, el valor de “y” también es cero entonces se tiene que la deformación inicial y<sub>0</sub> es aproximadamente igual a cero.

Ahora si x=0,616 m., “y” va a ser igual a cero, encontrando el ángulo de desplazamiento de la viga en el punto C.

$$0 = EI\theta_0(0,616) + \frac{R_A(0,616-0)^3}{6} - \frac{R_y(0,616-0,114)^3}{6} - \frac{N_y(0,616-0,548)^3}{6}$$

$$EI\theta_0(0,616) = 1,8136$$

$$EI\theta_0 = 2,9442$$

El ángulo deformacional en el apoyo C es positivo lo que indica que la viga se deforma hacia arriba.

Con este valor se podrá verificar la flecha para este caso:

$$Ely = EI\theta_0 x + \frac{R_A(x-0)^3}{6} - \frac{R_y(x-0,114)^3}{6} - \frac{N_y(x-0,548)^3}{6}$$

Verificando para el punto que nos interesa que es a 0,25 m se tiene:

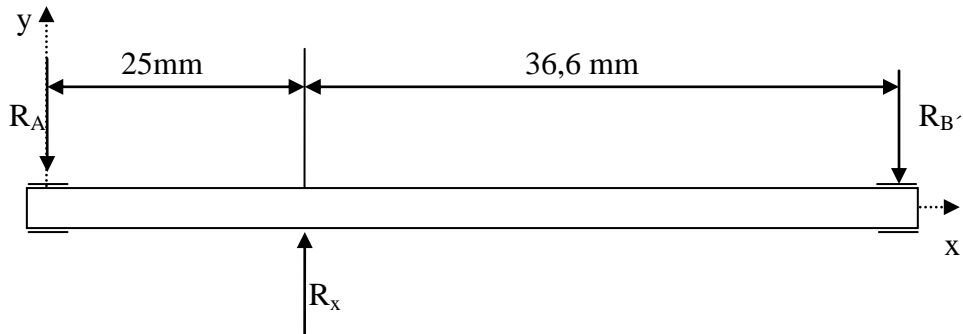
$$Ely = 2,9442 * 0,25 + \frac{652,61(0,25-0)^3}{6} - \frac{1287(0,25-0,114)^3}{6}$$

$$Ely = 0,736 + 1,6995 - 0,5395$$

$$Ely = 1,896$$

Se analiza la viga con la reacción que se puso como incógnita, obteniendo lo siguiente:

Figura 47. Eje cargado únicamente con la carga que se desea calcular.



$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = R_x$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A * 0,616 + R_x * 0,366 = 0$$

$$R_A = 0,594R_x$$

$$R_B = 0,406R_x$$



Para “x” igual a 0,616 y considerando que “y” es igual a 0, se tiene:

$$EIy = EI\theta_0 x - \frac{R_A(x-0)^3}{6} + \frac{R_x(x-0,25)^3}{6}$$

$$0 = EI\theta_0 * 0,616 - 0,02314R_x + 8,1713 * 10^{-3}$$

$$EI\theta_0 = \frac{0,014968}{0,616}$$

$$EI\theta_0 = 0,02429$$

Con lo que se completa la ecuación de la siguiente manera:

$$EIy = 0,02429x - \frac{0,594R_x(x-0)^3}{6} + \frac{R_x(x-0,25)^3}{6}$$

Y calculando para x=0,25 m se tiene:

$$EIy = 0,02429 * 0,25 - \frac{0,594R_x(0,25-0)^3}{6}$$

$$EIy = 6,0725 * 10^{-3}R_x - 1,5467 * 10^{-3}R_x$$

$$EIy = 4,5258 * 10^{-3}R_x$$

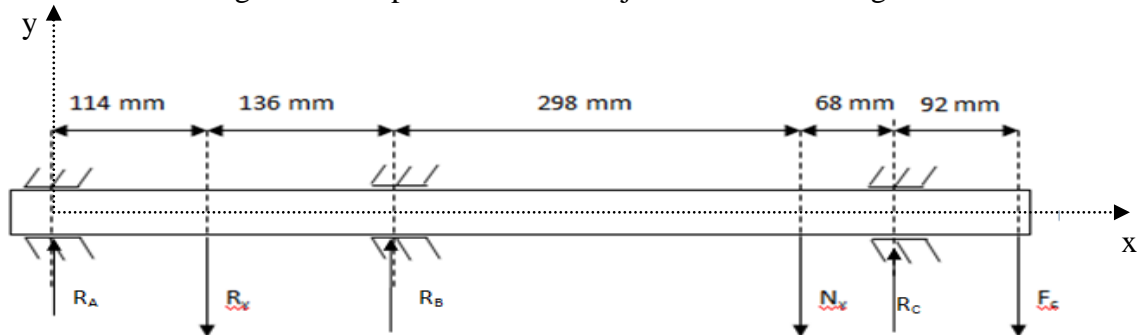
Considerando que las dos flechas se dirigen hacia al lado positivo de la barra, las deformaciones en las etapas 1 y 2 del cálculo isostático realizado, se sumarán para determinar la incógnita planteada que es la reacción “x”.

$$1,896 + 4,525625 * 10^{-3}R_x = 0$$

$$R_x = -418,9476 \text{ N}$$

La reacción en el apoyo B tiene un valor de -418,95 N, entonces se procede al cálculo de las reacciones de los apoyos A y C.

Figura 48. Representación del eje con todas sus cargas



$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B + R_C = 7326 \text{ [N]}$$

$$R_A + R_C = 7326 \text{ [N]} + 418,95 \text{ [N]}$$

$$R_A + R_C = 7744,95 \text{ [N]}$$

$$\sum M_c = 0$$

$$R_A * 616 - 1287 * 502 - 418,95 * 366 - 1947 * 68 + 4092 * 92 = 0$$

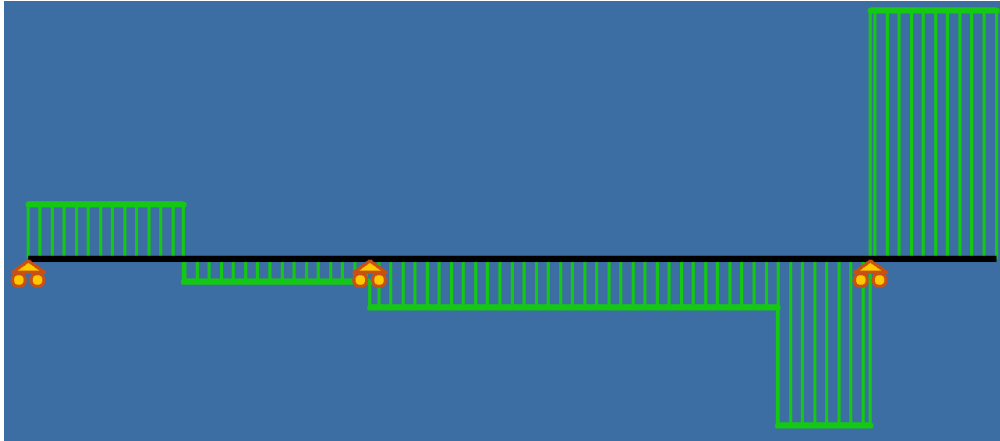
$$R_A * 616 - 555341,7 = 0$$

$$R_A = 901,528 \text{ [N]}$$

$$R_C = 6843,422 \text{ [N]}$$

**3.16.5 Diagrama de cortante.** Con todas las cargas ya calculadas se gráfica el diagrama de cortante y el diagrama de momento flector

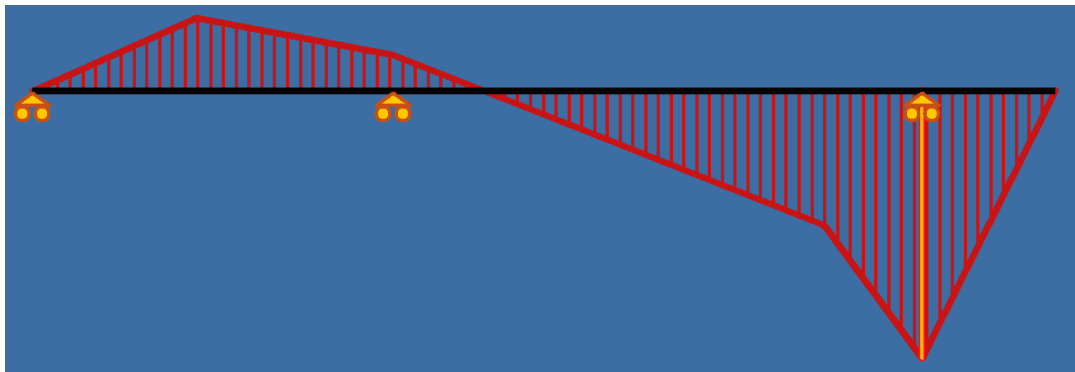
Figura 49. Diagrama de cortante en el eje del péndulo (Programa XVigas)



El valor del cortante máximo está en la sección en voladizo alcanzando un valor de:  
 $V = 4092 \text{ N}$

### 3.15.6 Diagrama de momento flector

Figura 50. Diagrama de momento flector en el eje del péndulo (Programa XVigas)



Ubicando el momento flector máximo en el apoyo numero tres con un valor máximo de:

$$M_f = 376,464 \text{ N.m}$$

Se calcula el diámetro del eje para ese punto, considerando el mismo análisis que se tomo para el cálculo del eje del embrague.

### 3.17 Esfuerzos en el eje

**3.17.1** *Esfuerzo debido a flexión.* Con la ecuación (39) se tiene:

$$\sigma_f = \frac{1917,315}{D^3}$$

**3.17.2** *Esfuerzo debido a la torsión.* Conocido el torque y con la ecuación (40) se tiene:

$$\tau = \frac{1085}{D^3}$$

**3.17.3** *Esfuerzo debido a cortante directo.*

$$\tau_v = \frac{4V}{\pi * D^2}$$

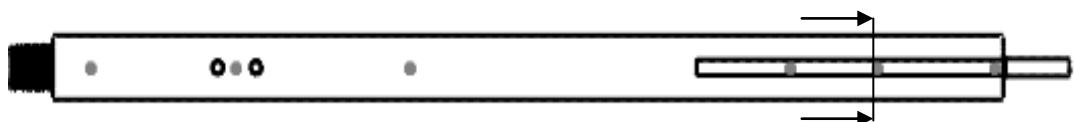
$$\tau_v = \frac{4 * 4092}{\pi * D^2}$$

$$\tau_v = \frac{5210,2233}{D^2}$$

### 3.18 Diseño estático del eje

Una vez conocidos los esfuerzos se procede a realizar un diseño estático del eje, para obtener un factor de seguridad apropiado para realizar el diseño del eje que tenga una configuración geométrica igual a la que se indica en la figura.

Figura 51. Representación del eje que sostiene el péndulo



La sección más propensa a sufrir un fallo es en la parte del chavetero, por lo que se realizará el análisis en esa zona.

Utilizando un acero AISI S1 que tiene las siguientes propiedades de resistencia:

- Resistencia a la fluencia:  $S_y = 296 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$
- Resistencia última:  $S_{ut} = 448 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

Con los datos de los esfuerzos calculados anteriormente en el numeral 3.16 y aplicando el teorema de la energía de distorsión se tiene:

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\frac{296 \cdot 10^6}{n} = \sqrt{\left(\frac{1917,315}{D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{1085}{D^3} + \frac{5210,2233}{D^2}\right)^2}$$

Con un valor de  $n = 5,5$  se tiene:

$$\frac{296 \cdot 10^6}{5,5} = \sqrt{\left(\frac{1917,315}{D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{1085}{D^3} + \frac{5210,2233}{D^2}\right)^2}$$

$$D = 0,0379 \text{ m}$$

El valor del diámetro calculado a diseño estático es de 38 mm con un coeficiente de seguridad de 5,5 lo que hace el diseño seguro a cargas estáticas puesto que un valor seguro puede tener un coeficiente de seguridad entre 1 y 2. Este valor del diámetro servirá para la verificación a cargas dinámicas del eje.

### 3.19 Diseño del eje a fatiga

#### 3.19.1 Esfuerzos fluctuantes

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_f}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{958,658}{D^3}$$

### 3.19.2 Esfuerzo de corte

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} + \frac{\tau_v}{2}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{542,5}{D^3} + \frac{2605}{D^2}$$

**3.19.3 Resistencia a la fatiga.** De acuerdo a la ecuación de Marín se tiene:

$$Se = ka.kb.kc.kd.ke.kg.Se'$$

$$Se' = 0,5 Sut [3]$$

- *Ka: Acabado superficial:* Con un valor de resistencia última de 480 MPa. y una superficie maquinada se tiene un valor de Ka = 0,8 (ver Anexo L)
- *Kb: Factor de tamaño:* Como el diámetro estimativo en el análisis estático es de 38 mm (1,469 pulgadas), se realizará el análisis para verificar éste diámetro.

$$kb = \begin{cases} 0,869d^{-0.097} & 0,3 \text{ plg} < d \leq 10 \text{ plg} \\ 1 & \\ 1,189d^{-0.097} & d \leq 0,3 \text{ plg o bien } d \leq 8 \text{ mm} \end{cases}$$

$$Kb = 0,869d^{-0.097} = 0,869 * 1,469^{-0.097} = 0,837$$

- *Kc: Factor de Confiabilidad:* Se considera una confiabilidad del 90%, se tiene un valor Kc=0,9.
- *Kd: Factor de ambiente:* Como la máquina va a trabajar en factores ambientales normales.

$$kd = \begin{cases} 1, 0 & T \leq 450 \text{ °C (840°F)} \\ 1-5,8 (10)^{-3}(T-450) & 450 \text{ °C} < T \leq 550 \text{ °C} \\ 1-3,2 (10)^{-3}(T-840) & 840 \text{ °F} < T \leq 1020 \text{ °F} \end{cases}$$

El factor de temperatura tendrá un valor  $K_d=1$

- $K_e$ : Factor por concentración de esfuerzos: El eje tendrá una ranura de chaveta en su parte más crítica por lo que se hace el siguiente análisis;

$K_t = 1,6$  (cuña o chavetero de trineo. Ver figura 41).

$$K_f = 1.6$$

Entonces  $K_e=1/1,6$  siendo  $K_e=0,625$

- $K_g$ : Factor por efectos diversos. El eje no está expuesto a factores diversos, entonces tomará un valor  $K_g=1$ .

Reemplazando todos estos valores en la ecuación de Marín se tiene:

$$S_e = 0,8 * 0,837 * 0,9 * 1 * 0,625 * 1 * S_e'$$

$$S_e = 0,377 S_e'$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0,5 * 448 * 10^6$$

$$S_e' = 224 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_e = 0,377 * 224 * 10^6$$

$$S_e = 84,369 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_e = 84,3696 \text{ MPa}$$

De la ecuación (39)

$$\sigma_{eq_a} = \sigma_{eq_m} = \sqrt{\left(\frac{958,658}{D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{542,5}{D^3} + \frac{2605}{D^2}\right)^2}$$

Con todos los datos calculados y con una D= 38 mm (0,038 m)

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{958,658}{0,038^3}\right)^2 + 3\left(\frac{542,5}{0,038^3} + \frac{2605}{0,038^2}\right)^2}}{296 * 10^6} + \frac{\sqrt{\left(\frac{958,658}{0,038^3}\right)^2 + 3\left(\frac{542,5}{0,038^3} + \frac{2605}{0,038^2}\right)^2}}{84,369 * 10^6} = \frac{1}{n}$$

De donde se tiene que el factor de seguridad del eje es:

$$n = 2,5$$

El diámetro del eje del que soporta al péndulo es de 38 mm con un factor de seguridad de 2,5 lo cual es un factor adecuado para cargas dinámicas.



### 3.20 Selección de las chumaceras [26]

Una chumacera es una combinación de un rodamiento radial de bolas, un sello y un alojamiento de hierro fundido de alto grado o de acero prensado, suministrado de varias formas.

La superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas, para que la unidad sea auto-alineable.

Para su selección se parte del diámetro del eje en el cual se montará y se verifica su resistencia a las reacciones que actúan sobre los mismos. Los datos para lo indicado se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 18. Tabla de datos para selección de chumacera

<b>DATOS PARA SELECCIÓN DE CHUMACERAS.</b>			
<b>CHUMACERA</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
<b>Diámetro del eje. mm(in)</b>	38,1 (1 $\frac{1}{2}$ )	38,1 (1 $\frac{1}{2}$ )	38,1 (1 $\frac{1}{2}$ )
<b>Reacciones (radial). N</b>	418,95	901,528	6843,422
<b>Velocidad (RPM)</b>	6,03	6,03	6,03

Se adquirieron tres chumaceras de pie con alojamiento de acero, del tipo re-lubricable con las siguientes características (ver Anexo M):

Diámetro del eje: 1  $\frac{1}{2}$  in

Denominación: UCP208-108D1

Tamaño del perno:  $\frac{1}{2}$  in

Peso de la chumacera = 4,2Lb

Denominación del rodamiento: UC208-108D1

Las dimensiones del alojamiento se encuentran en el Anexo 10.

El rodamiento de la chumacera seleccionada tiene las siguientes características técnicas.

Tipo: rodamiento de bolas con tornillo de fijación (prisionero)

Diámetro del eje: 1  $\frac{1}{2}$  in

Designación del prisionero:  $\frac{5}{16}$ -24 UNF

Capacidad de carga:

- Dinámica( $C_r$ )=29100 N
- Estática( $C_{or}$ )=17800 N
- $F_o=14$ .

Para determinar si la chumacera seleccionada es la adecuada, conviene averiguar mediante el cálculo de dimensionado, si las exigencias de vida, seguridad estática y rentabilidad quedan satisfechas. En este cálculo se hace una comparación entre la sollicitación del rodamiento de la chumacera y su capacidad de carga.

La operación de las máquinas produce inevitablemente vibraciones y choques. Para tomar esto en consideración, el valor teórico de la carga debe multiplicarse por el factor de seguridad denominado “factor de carga” dichos valores se pueden ver en la siguiente tabla.

Tabla 19. Factores de carga  $f_w$

Condiciones de carga	$f_w$	Ejemplos
Con pequeña carga de choque o sin carga	1 to 1.2	Máquinas herramientas, máquinas eléctricas, etc.
Algún tipo de carga de choque; Máquinas con componentes recíprocos	1.2 to 1.5	Vehículos, mecanismos de conducción, máquinas metal-mecánica, máquinas utilizadas en la fabricación de acero, maquinaria de papeleras, maquinaria para mezclar gomas, equipo hidráulico, montacargas, maquinaria de transporte, equipo de transmisión de potencia, maquinaria maderera, impresoras, etc.
Cargas de choque violentas	1.5 to 3	Maquinaria agrícola, cribas vibradoras, molinos de tubo y de bola, etc.

Fuente: Catálogo NTN

Se ha seleccionado un factor de carga  $f_w=2$  con la cual se determinan las cargas que actúan sobre el rodamiento con la siguiente ecuación:

$$F_r = R \times f_w \quad (60)$$

Las cargas se pueden apreciar en el siguiente cuadro:

Tabla 20. Cargas en los rodamientos

Cargas de los Rodamientos			
Rodamientos	A	B	C
Fr (N)	837,9	1803,056	13686,844

En los rodamientos pueden distinguirse solicitaciones dinámicas y solicitaciones estáticas. Se realiza el análisis de dimensionado para la chumacera que más solicitación presenta, en éste caso es la chumacera “C”.

**3.20.1** *Determinación de la carga radial dinámica equivalente.* La carga radial equivalente se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (61)$$

Donde:

$P_r$ : Carga radial dinámica equivalente

$F_r$ : Carga radial real.

$F_a$ : Carga axial real.

$X$ : Factor de carga radial

$Y$ : Factor de carga axial

Se determina el valor numérico de cada uno de los ítems mencionados siguiendo la siguiente tabla.

Tabla 21. Carga radial dinámica equivalente

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$	$e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		$X$	$Y$	$X$	$Y$
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30				1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Fuente: Catálogo NTN

Se determina el factor  $e$ :

$$\frac{f_0 * F_a}{C_{or}}$$

$$\frac{14 * 0}{17800} = 0$$

Interpolando en la tabla obtenemos que  $e$  es igual a 0.

Se determina el valor de  $\frac{f_a}{f_r}$

$$\frac{0}{418,95} = 0$$

En ninguno de los rodamientos se tiene una fuerza axial por lo cual la relación indicada siempre será igual a cero. Entonces según la tabla.

X=1

Y=0

### 3.20.1.1 Carga radial dinámica equivalente en C.

$$P_{rC} = X * F_r$$

$$P_{rC} = 1 * 13686,844 = 13686,844 \text{ N}$$

**3.20.2 Determinación de la carga radial estática equivalente.** Para determinar la carga radial estática equivalente se utiliza la siguiente ecuación.

$$P_{or} = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (62)$$

Donde:

$P_{or}$ : Carga radial estática equivalente

$F_r$ : Carga radial real

$F_a$ : Carga axial real

$X_o$ : Factor de carga radial estática

$Y_o$ : Factor de carga axial estática

De acuerdo al catálogo del fabricante cuando se trata de cargas radiales puras  $X_0=1$  y  $Y_0=0$ , en consecuencia se aplicará la siguiente ecuación.

$$P_{or} = F_r \quad (63)$$

### 3.20.2.1 Carga radial estática equivalente en C.

$$P_{orC} = F_{rC}$$

$$P_{orC} = 13686,844 \text{ N}$$

**3.20.3 Determinación de la vida del rodamiento.** La vida en revoluciones del rodamiento se puede determinar con la siguiente ecuación.

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (64)$$

Donde:

$L_{10}$ : Vida nominal básica, en  $10^6$  revoluciones

$C_r$ : Capacidad básica de carga dinámica.

$P_r$ : Carga dinámica equivalente.

La vida nominal básica puede expresarse también en términos de horas de operación (revoluciones).

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (65)$$

Donde:

$n$ : Velocidad rotacional en rpm

### 3.20.3.1 Vida del rodamiento C.

$$L_{10} = \left( \frac{29100}{13686,844} \right)^3 = 9,61 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 6,03} \left( \frac{29100}{6843,22} \right)^3 = 26564,43 \text{ horas} = 3,03 \text{ Años}$$

De acuerdo a los resultados obtenidos con los cálculos realizados todos los rodamientos deben ser cambiados cada tres años para garantizar un funcionamiento satisfactorio del sistema.

**3.20.4 Verificación por la carga estática.** Para verificar los rodamientos a carga estática se debe evaluar el factor de seguridad  $S_o$ , la misma que puede evaluarse considerando la carga estática equivalente máxima, utilizando la siguiente ecuación.

$$S_o = \frac{C_o}{P_{o\max}} \quad (66)$$

Donde:

$S_o$ : Factor de seguridad

$C_o$ : Capacidad básica de carga estática, N, lbf

$P_{o\max}$ : Carga estática equivalente máxima, N, lbf

**3.20.4.1 Verificación del rodamiento C.**

$$S_o = \frac{17800}{6843,422} = 1,30$$

Los valores del factor de seguridad tabulados en el catálogo del fabricante son los siguientes:

Tabla 22. Valores mínimos de factor de seguridad  $S_o$ .

Condiciones de operación	Rodamientos de bolas
Requerida una precisión de alta rotación	2
Requerida una precisión normal de rotación (aplicaciones generales)	1
Permite deterioro por precisión rotacional ligera (Velocidad baja, cargas grandes, etc.)	0.5

Fuente: Catálogo NTN

El factor de seguridad más crítico es de 1,3 el cual cumple satisfactoriamente para una condición de operación en la que se necesita una precisión normal de rotación (aplicaciones generales).

Con las verificaciones realizadas se ha determinado que las chumaceras seleccionadas son las adecuadas para la máquina de ensayo.

### **3.21 Análisis CAE de elementos. [27]**

CAE (Computer Aided Engineering) es un método enfocado en la ingeniería que realiza un análisis apoyado con software.

Las herramientas CAE están siendo usadas para el análisis de esfuerzos, deformación, validación y optimización, ayudando a la toma de decisiones en el diseño de un producto. [28]

Las áreas que abarca el CAE son:

- ✓ Análisis de esfuerzos en componentes y ensambles usando FEA (Finite Element Analysis).
- ✓ Análisis térmico y dinámica de fluidos.
- ✓ Cinemática.
- ✓ Simulación de acontecimientos mecánicos.
- ✓ Optimización de productos o procesos.

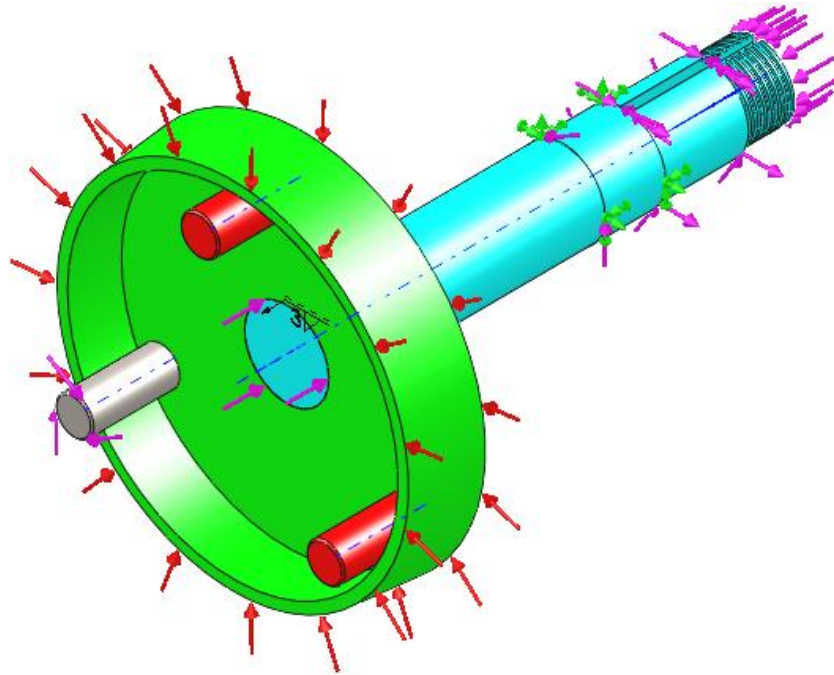
Las fases del CAE son:

- ✓ Pre-procesamiento (se define el modelo y los factores ambientales que se aplican).
- ✓ Análisis (corresponde a un ciclo de iteraciones)

El CAE será aplicado en algunas de las piezas que no tienen proceso de diseño establecido.

**3.21.1 Cono del embrague.** El cono del embrague es de un acero AISI 4340 que tiene las propiedades expuestas en el ítem 3.12, también se asignan las cargas calculadas en el numeral 3,8 y 3,9. Con las cuales obtenemos la siguiente configuración:

Figura 52. Representación del embrague con todas sus cargas



Las cargas asignadas son las siguientes:

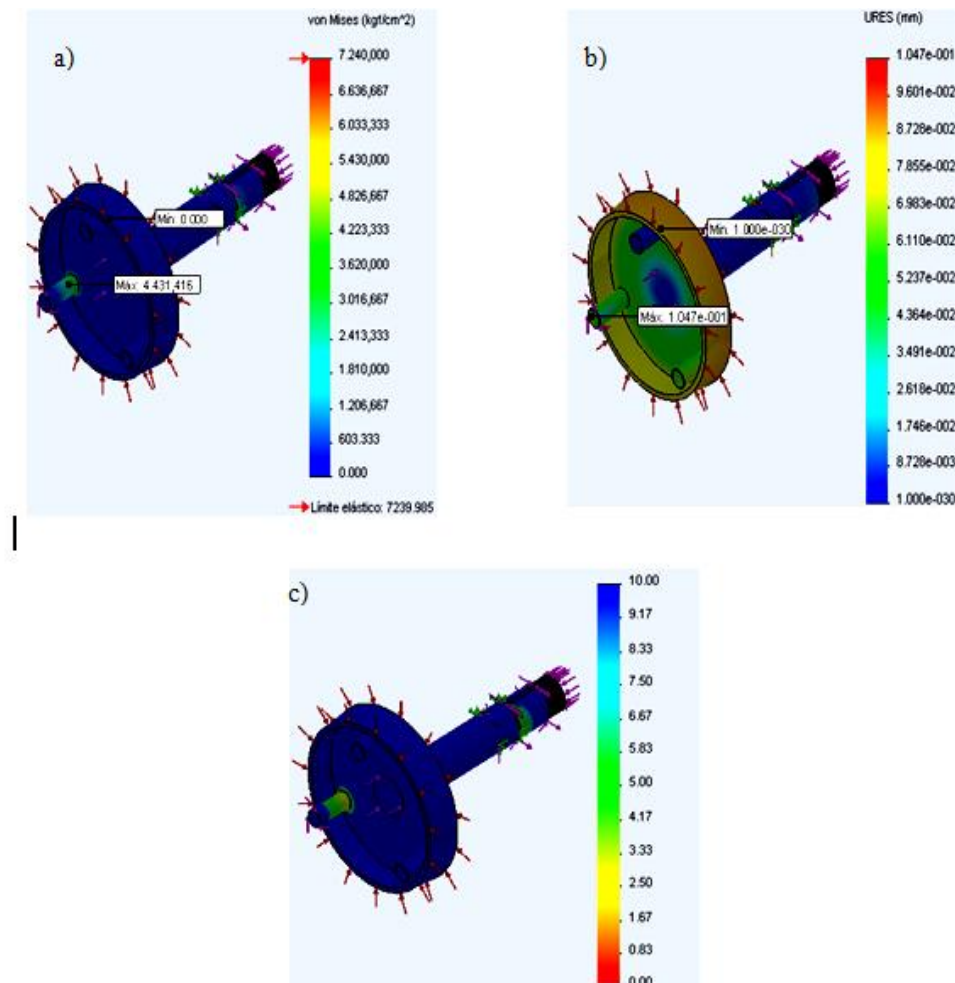
Tabla 23. Tabla de cargas aplicadas en el embrague

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga
Presión-1	Presión 7,7744e+005 N/m <sup>2</sup>	Carga secuencial
Fuerza-2	Fuerza normal 702,1 N	Carga secuencial
Fuerza-3	Fuerza normal 587 N	Carga secuencial
Fuerza-4	Fuerza 4092 N a lo largo del plano	Carga secuencial
Torsión-3	Torsión 213 N-m	Carga secuencial
Torsión-6	Torsión 65 N-m	Carga secuencial

Una vez asignadas las cargas y las restricciones correspondientes se procede a ejecutar el análisis obteniendo los siguientes resultados.



Figura 53. Diseño CAE del embrague. a) Esfuerzos de Von Mises b) Deformaciones unitarias c) Factor de seguridad



En los esquemas anteriores se puede observar el esfuerzo máximo que sufre la pieza. El cual se encuentra en los cambios de forma, pero estos esfuerzos no superan el esfuerzo permisible de el material, por lo cual el diseño es satisfactorio.

En la siguiente tabla se resumen numéricamente los valores obtenidos.

Tabla 24. Resultados obtenidos en proceso CAE para el embrague

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones 1	VON: Tensión de Von Mises	0 $\text{kgf/cm}^2$	4431,42 $\text{kgf/cm}^2$
Desplazamientos 1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0,104739 mm
Deformaciones unitarias 1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0	0,00105388

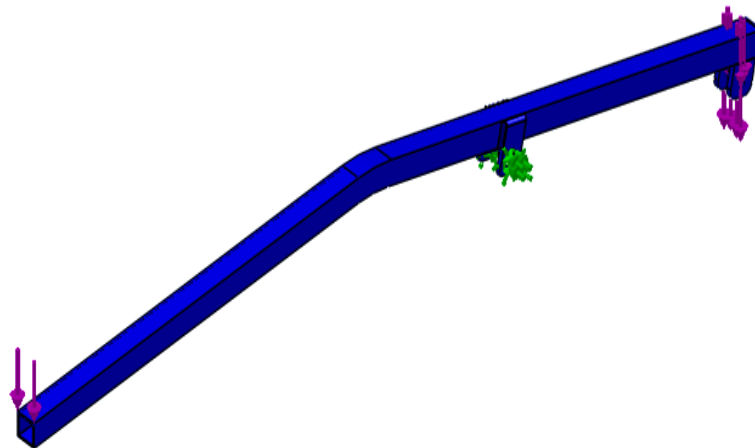
En el figura 53-c se puede apreciar que el coeficiente de seguridad mínimo es dos, de acuerdo a la leyenda presentada en el costado derecho del mismo. Según la bibliografía un coeficiente de seguridad de 2 a 2,5 es la adecuada para materiales dúctiles, bajo cargas dinámicas.

**3.21.2 Palanca de aplicación de fuerza.** La palanca de aplicación de fuerza es de un acero ASTM A36 (Ver Anexo A). Que tiene las siguientes características.

- Resistencia a la tensión: 58 Ksi
- Resistencia a la fluencia: 36 Ksi

Se asignan las características del material y las cargas calculadas en el numeral 3,7 obteniendo la siguiente configuración.

Figura 54. Representación de las cargas aplicadas en la palanca de embrague



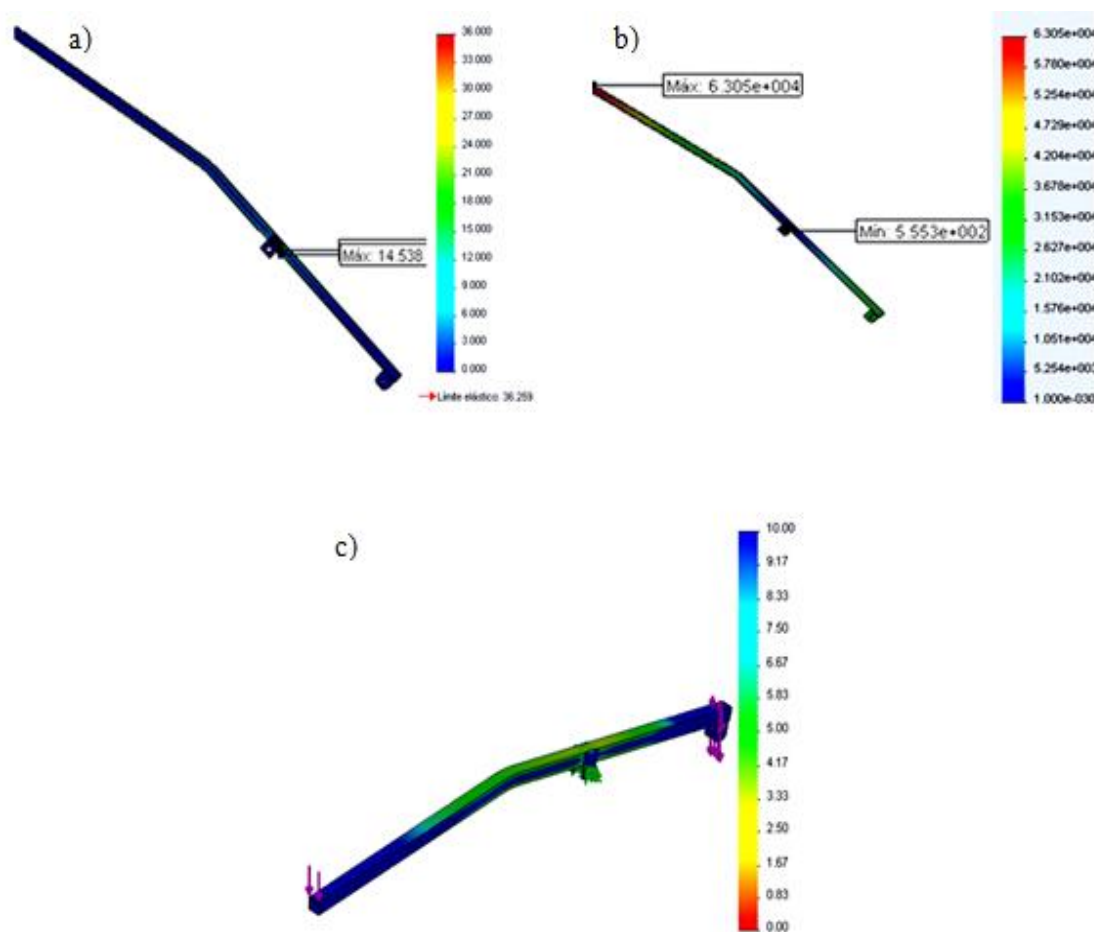
Las cargas asignadas son las siguientes:

Tabla 25. Cargas aplicadas a la palanca de embrague

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga
Fuerza-1 <palanca del embrague>	Fuerza -150 N a lo largo del plano.	Carga secuencial
Fuerza-2	Fuerza -200 N a lo largo del plano	Carga secuencial

Una vez asignadas las características del material y las cargas se ejecuta el análisis obteniendo los siguientes resultados.

Figura 55. Diseño CAE de la Palanca de Embrague. a) Esfuerzos de Von Mises b) Deformaciones unitarias c) Factor de seguridad



En los esquemas anteriores se pueden apreciar que la mayor concentración de los esfuerzos se da en la articulación de la palanca debido a los cambios de forma y la soldadura.

Los mismos resultados se encuentran representados en la siguiente tabla.

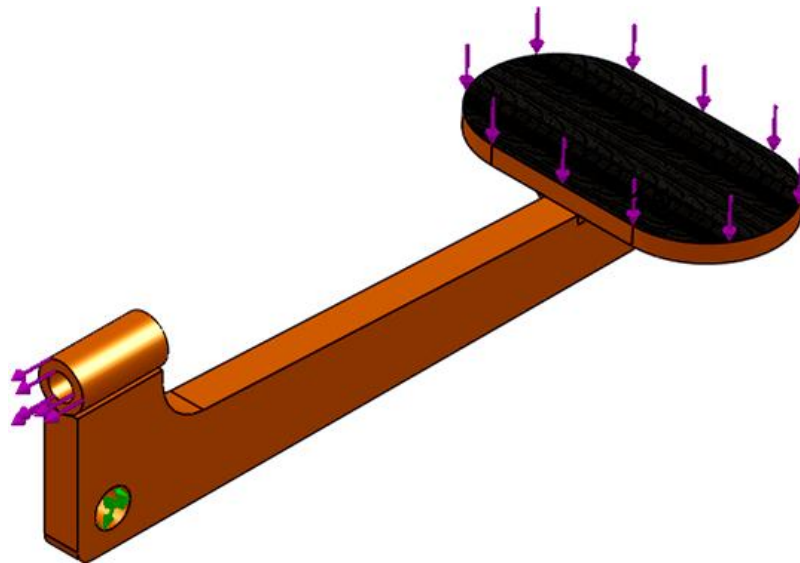
Tabla 26. Resultados obtenidos en proceso CAE para la palanca de embrague

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de Von Mises	0.0051563 ksi	14,5376 ksi
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	63053,4 mm
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0	0.000420979

En el esquema 55.c se puede apreciar que el coeficiente de seguridad mínimo es de 2,5 el cual, es satisfactorio para el diseño.(Ver plano 35 hasta 43 )

**3.21.3 Pedal del freno.** El pedal del freno está hecho de un acero ASTM A36 que tiene las mismas características expuestas en el literal 18.3.2. Se han asignado cada unas de las cargas y propiedades obteniendo un modelo como el siguiente.

Figura 56. Representación de las cargas aplicadas en el pedal de freno



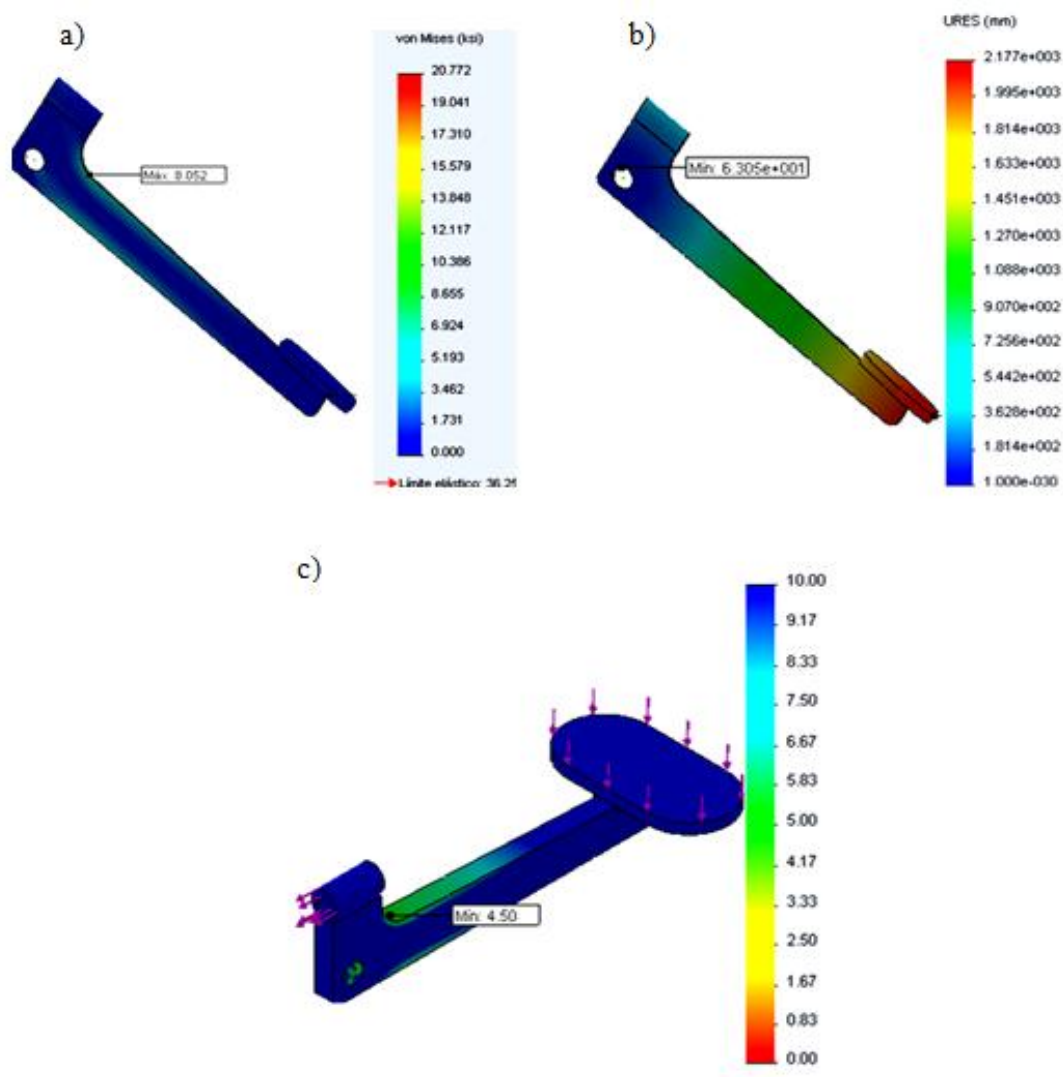
Las cargas asignadas son las siguientes:

**Tabla 27.** Cargas aplicadas al pedal de freno

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga
Fuerza-1	Fuerza normal 392 N	Carga secuencial
Fuerza-2	Fuerza normal -1817 N	Carga secuencial

Concluido el asignamiento de las cargas y propiedades se ejecuta el análisis y se obtiene los siguientes resultados.

Figura 57. Diseño CAE de la Palanca de Embrague. a) Esfuerzos de Von Mises b) Deformaciones unitarias c) Factor de seguridad



En el gráfico 57 se muestran las zonas más críticas del elemento, estos resultados se resumen numéricamente en la siguiente tabla.

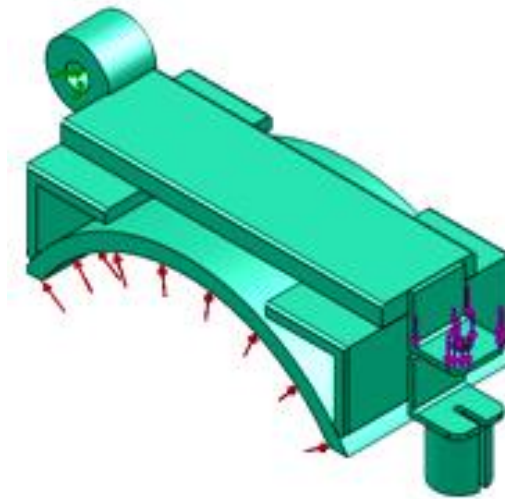
Tabla 28. Resultados obtenidos en proceso CAE para la palanca de embrague

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de Von Mises	0 ksi	8,05185 ksi
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	2176.81 mm
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0	0,000208509

Como se puede observar el esfuerzo máximo del elemento es mucho menor al esfuerzo admisible por el material. Además el coeficiente de seguridad mínimo del elemento es 4,5 obteniendo de esta manera un diseño satisfactorio (ver plano 46).

**3.21.4 Zapatas del freno.** Está constituido por varios elementos de material ASTM A36 soldados mediante electrodos E-6018 además de las características de los materiales se debe cargar las características del electrodo y el tipo de soldadura. Para obtener un análisis adecuado de los elementos.

Figura 58. Representación de las cargas aplicadas en el freno



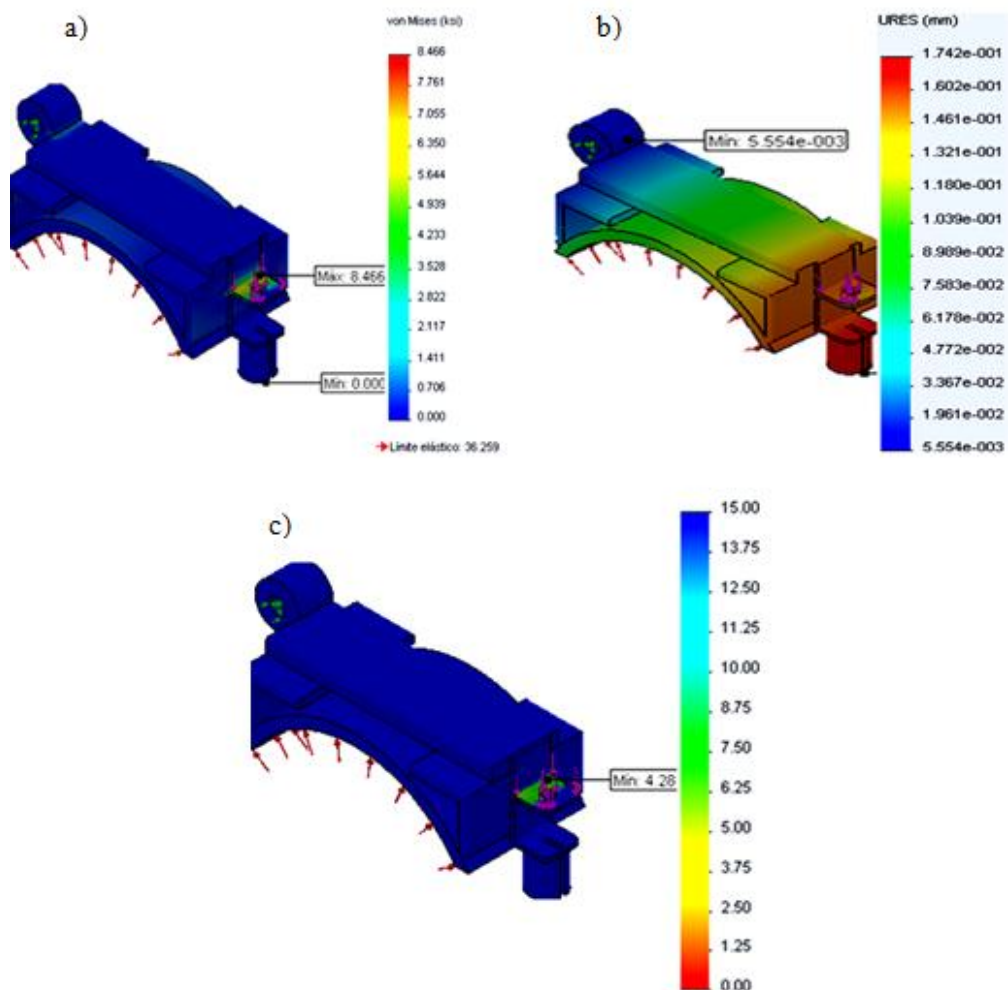
Las cargas asignadas son las siguientes.

**Tabla 29.** Cargas aplicadas al pedal de freno

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga
Presión-1	Presión 6,8091e+005 N/m <sup>2</sup>	Carga secuencial
Fuerza-1	Fuerza normal 1817 N	Carga secuencial

Una vez asignado cada una de las características se ejecuta el análisis y se obtiene los siguientes resultados.

Figura 59. Diseño CAE de la Palanca de Embrague. a) Esfuerzos de Von Mises b) Deformaciones unitarias c) Factor de seguridad



En el gráfico 59 se puede apreciar las zonas más críticas del elemento. Los mismos resultados se resumen numéricamente en la siguiente tabla.

Tabla 30. Resultados obtenidos en proceso CAE para el freno.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones 1	VON: Tensión de Von Mises	0.000464921 ksi	8.4664 ksi
Desplazamientos 1	URES: Desplazamiento resultante	0.00555408 mm	0.174222 mm
Deformaciones unitarias 1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	9.59807e-009	0.000123511

Se puede apreciar que el esfuerzo máximo que sufre el elemento es mucho menor que el esfuerzo admisible por el material. Además el coeficiente de seguridad mínimo es igual a 4,28 obteniendo de esta manera un diseño satisfactorio del elemento.

**3.21.5 Hembra del embrague.** Está constituido por dos piezas de diferente material los cuales son de hierro dúctil y acero ASTM A36, unidos mediante 4 pernos de 3/8. Está sometida a diferentes tipos de esfuerzos en sus elementos. Por la acción de las fuerzas que transmite los cuales se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 31. Tabla de fuerzas transmitidas por la hembra de embrague

<b>NOMBRE DE CARGA</b>	<b>CONJUNTO DE SELECCIONES</b>
Presión-1	1 Cara con presión $7,7744\text{e}+005 \text{ N/m}^2$ a lo largo de la dirección normal a la cara seleccionada
Fuerza-1	3 Caras.- aplicar fuerza normal 705 N utilizando distribución uniforme
Torsión-1	1 Cara.- aplicar momento de torsión 2300 lbf-in con respecto a la referencia seleccionada utilizando distribución uniforme
Fuerza-2	1 Cara.- aplicar fuerza normal 1311 N utilizando distribución uniforme
Fuerza-3	1 Cara.- aplicar fuerza normal 2668,6 N utilizando distribución uniforme
Fuerza-4	3 Caras.- fuerza normal 6117,6 N utilizando distribución uniforme

Las características de los materiales mencionados son.

Tabla 32. Características del hierro dúctil.

<b>Nombre del material</b>	<b>Hierro dúctil</b>		
<b>Nombre de propiedad</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>	<b>Tipo de valor</b>
Módulo elástico	1,2e+011	N/m <sup>2</sup>	Constante
Módulo cortante	7,7e+010	N/m <sup>2</sup>	Constante
Límite de tracción	8,617e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Límite elástico	5,5149e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante

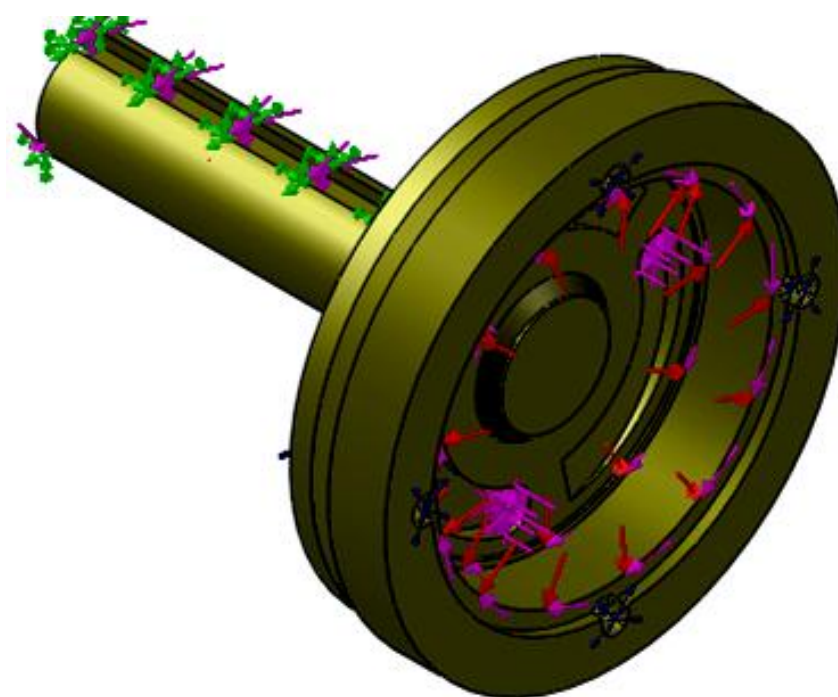


Tabla 33. Características del acero ASTM A36.

Nombre del material	Acero ASTM A36		
Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2e+011	N/m <sup>2</sup>	Constante
Módulo cortante	7,93e+010	N/m <sup>2</sup>	Constante
Límite de tracción	4e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Límite elástico	2,5 +008	N/m <sup>2</sup>	Constante

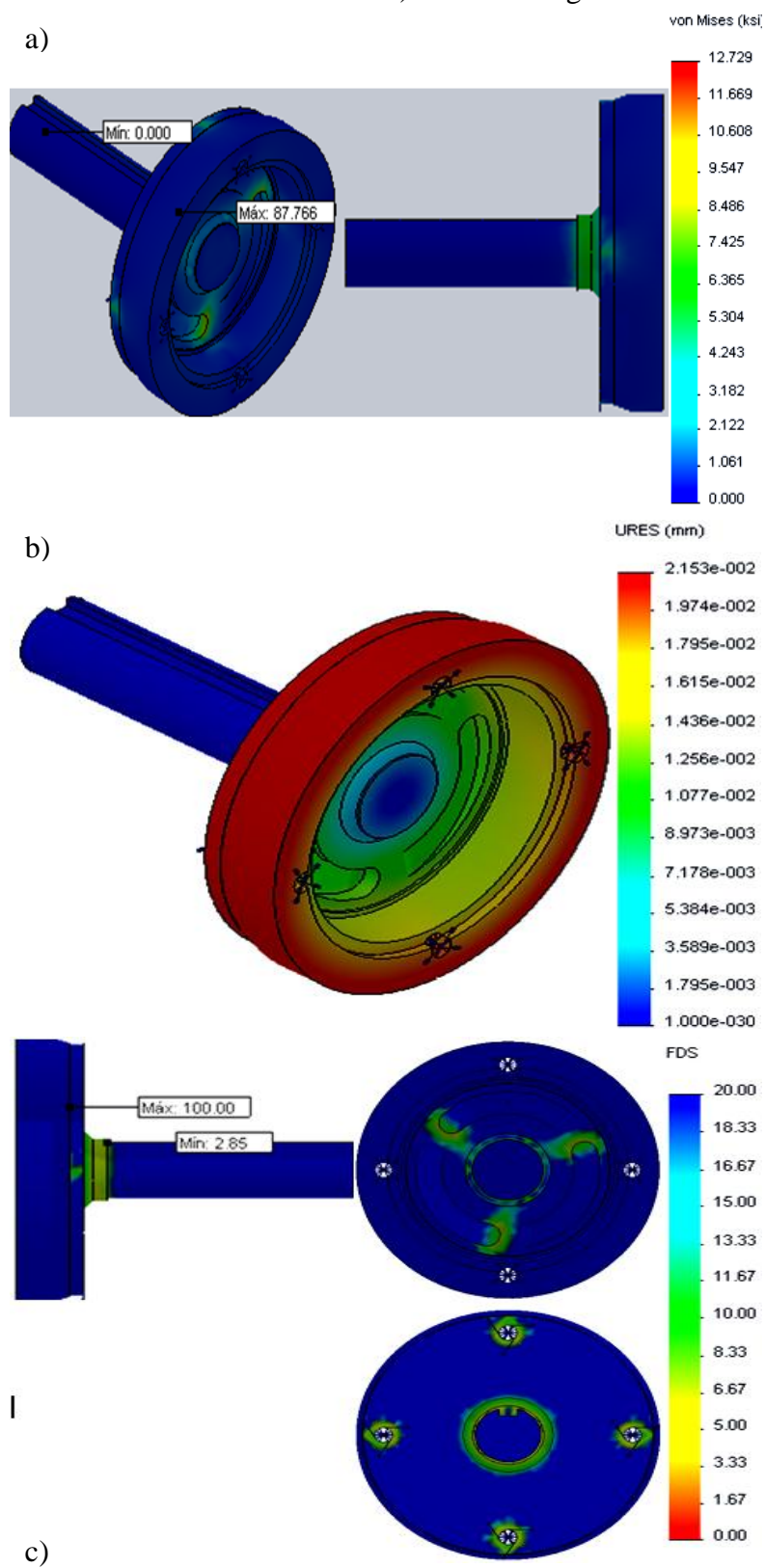
Asignando las fuerzas mencionadas y con las características de los materiales de cada uno de los materiales se obtiene la siguiente configuración de cargas en la pieza.

Figura 60. Asignación de fuerzas en hembra de embrague



Al ejecutar el análisis de elementos finitos sobre la pieza se obtiene los siguientes resultados.

Figura 61. Diseño CAE de la hembra de embrague. a) Esfuerzos de Von Mises b) Deformaciones unitarias c) Factor de seguridad



Los resultados gráficos mostrados en las figuras anteriores se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 34. Resultados obtenidos en proceso CAE para el freno.

<b>Nombre</b>	<b>Tipo</b>	<b>Mín.</b>	<b>Máx.</b>
Tensiones	Tensión de Von Mises	0,0185736 psi Nodo: 8689	12728.1 psi Nodo: 12612
Desplazamientos	Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 8663	0.0216687 mm Nodo: 4642
Deformaciones unitarias	Deformación unitaria equivalente	1,78419e-008 Elemento: 7353	0.000299514 Elemento: 6921

A parte de los resultados resumidos en la tabla anterior se elabora un estudio del factor de seguridad obteniendo como valor mínimo 2,85 siendo éste un valor satisfactorio para el diseño de elementos.

## CAPÍTULO IV

### 4. SISTEMA ELÉCTRICO ELECTRÓNICO [29]

#### 4.1 Sistema de adquisición de datos

La adquisición de datos (DAQ) es el proceso de medir con un ordenador un fenómeno eléctrico o físico como voltaje, corriente, temperatura, posición, presión ó sonido. Un sistema DAQ consiste en sensores, hardware de medidas DAQ y una PC con software programable. Comparados con los sistemas de medidas tradicionales, los sistemas DAQ basados en PC aprovechan la potencia del procesamiento, la productividad, la visualización y las habilidades de conectividad de las PCs estándares proporcionando una solución de medida más potente, flexible y rentable.

#### 4.2 Componentes de un sistema DAQ.

Como se indica en la figura 62 un sistema DAQ está compuesto por uno o varios sensores, el dispositivo DAQ y un ordenador.

Figura 62. Partes de un sistema DAQ, tomado de NI.com



Fuente: NI.com

**4.2.1 Sensor.** La medida de un fenómeno físico, como la temperatura de un cuerpo, la intensidad de una fuente de luz, la posición en determinado tiempo de un cuerpo ó la fuerza aplicada a un objeto, comienza con un sensor. Un sensor, también llamado un transductor, convierte un fenómeno físico en una señal eléctrica que se puede medir. Dependiendo del tipo de sensor, su salida eléctrica puede ser un voltaje, corriente,

resistencia u otro atributo eléctrico que varíe con el tiempo. Algunos sensores pueden requerir componentes adicionales y circuitos, para producir correctamente una señal que puede ser leída con precisión y con toda seguridad por un dispositivo DAQ.

**4.2.2 Dispositivo DAQ.** El hardware DAQ actúa como la interfaz entre una PC y señales del mundo exterior. Funciona principalmente como un dispositivo que digitaliza las señales analógicas entrantes para que una PC pueda interpretarlas. Los tres componentes clave de un dispositivo DAQ usado para medir una señal son un circuito de acondicionamiento de señales, convertidor analógico-digital y un bus de datos para PC. Varios dispositivos DAQ incluyen otras funciones para automatizar sistemas de medidas y procesos.

**4.2.2.1 Componentes claves de medida para un dispositivo DAQ.**

**4.2.2.1.1 Acondicionamiento de señales.** Las señales adquiridas del mundo exterior pueden ser digitales o analógicas en función del transductor utilizado.

El acondicionamiento de las señales suele ser necesaria, sí la señal de salida del transductor no es adecuada para la DAQ hardware que se utiliza. La señal puede ser amplificada, des-amplificada, puede requerir de filtrado, atenuación y aislamiento. De acuerdo a las características de la señal.

**4.2.2.1.2 Convertidor Analógico Digital (ADC).** Las señales analógicas de los sensores deben ser convertidas en digitales antes de ser manipuladas por el equipo digital como una PC. Un ADC es un sistema que proporciona una representación digital de una señal analógica en un instante de tiempo. En la práctica, las señales analógicas varían continuamente con el tiempo y un ADC realiza "muestras" periódicas de la señal a una razón predefinida. Estas muestras son transferidas a una PC a través de un bus de datos, donde la señal original es reconstruida desde las muestras en software.

**4.2.2.1.3 Bus de conexión a la PC.** Los dispositivos DAQ se conectan a un ordenador a través de una ranura o puerto. El bus de conexión sirve como interfaz de comunicación entre el dispositivo DAQ y la PC. Para pasar instrucciones y datos medidos. La conexión de los dispositivos DAQ se puede realizar en los buses más comunes de PC en los cuales se incluyen USB, PCI, PCIexpress y Ethernet.

**4.2.2.2 Ordenador (PC).** Un ordenador (PC) con software programable que controla la operación del dispositivo DAQ y es usada para procesar, visualizar y almacenar datos de medida. Diferentes tipos de PC son usadas en diferentes tipos de aplicaciones. Una PC de escritorio puede ser utilizada en un laboratorio por su poder de procesamiento, una laptop se puede utilizar por su portabilidad ó una PC industrial se puede utilizar en una planta de producción por su robustez.

En la PC se encuentran los componentes de software de un sistema DAQ. Los cuales son:

1. *Software controlador.* El software controlador ofrece al software de aplicación la habilidad de interactuar con un dispositivo DAQ, al abstraer comandos de hardware de bajo nivel y programación a nivel de registro. Generalmente, el software controlador DAQ expone una interfaz de programación de aplicaciones (API) que es usada en un entorno de programación para construir software de aplicación.
2. *Software de aplicación.* El software de aplicación facilita la interacción entre la PC y el usuario para adquirir, analizar y presentar datos de medidas. Puede ser una aplicación pre-construida con funcionalidad predefinida o un entorno de programación para construir aplicaciones con funcionalidad personalizada. Las aplicaciones personalizadas generalmente son usadas para automatizar múltiples funciones de un dispositivo DAQ, realizar algoritmos de procesamiento de señales y mostrar interfaces de usuario personalizadas.

#### **4.3 Descripción de los dispositivos utilizados en el sistema de control y adquisición de datos.**

Para la implementación del sistema de control y adquisición de datos se utilizará la combinación de diversos dispositivos y accesorios tales como:

- Software de adquisición de datos: el cual permitirá visualizar, analizar y almacenar la información recolectada en el ordenador, además enviar ordenes de acciones a tomar en los actuadores.

Existen diversos ambientes en los cuales se puede programar. Pero los ambientes o lenguajes más especializados son LAbView y Matlab entre muchos otros. Estos entornos de adquisición proporcionan un lenguaje de

programación, además de bibliotecas y herramientas para la adquisición de datos y posterior análisis.

Se utilizará el ambiente de labView, dado el hecho de que la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, cuenta con la licencia de éste software.

- Sensor(es): que ayudan a detectar el desplazamiento angular exacto del péndulo después del impacto y con ello la energía absorbida por la probeta. Además sensores que detecten la posición de la palanca y de las puertas de la cabina de seguridad.
- Sistema de adquisición de datos compatible con LabView.
- Actuadores, los cuales están constituidos por las luces piloto. Y el contactor junto al relé térmico.
- Dispositivos de conexión y accionamiento.

Lo que se busca principalmente es, que el sistema de adquisición de datos se encargue de la recolección y el análisis de datos, con la finalidad de obtener la resiliencia de diversos tipos de aceros y elaborar una base de datos de los mismos.

Los elementos eléctricos y electrónicos son de fácil adquisición en el mercado local, y sus precios son asequibles.

#### **4.3.1 Descripción de los sensores de desplazamiento y posición.**

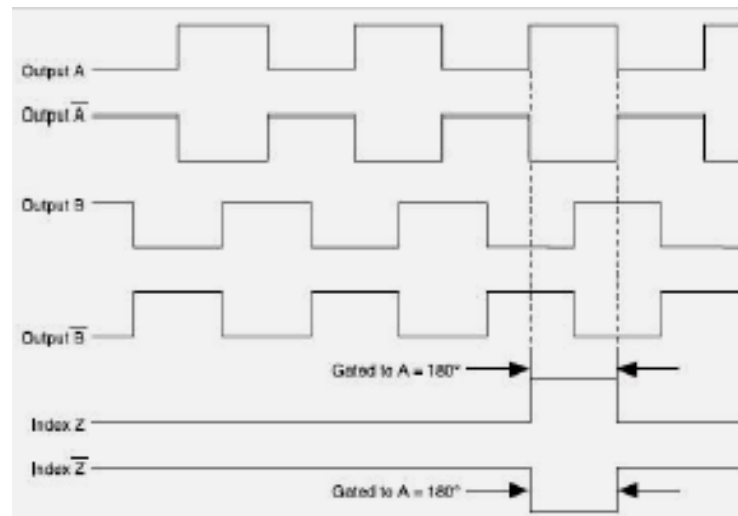
**4.3.1.1 Sensor que detecta el desplazamiento angular del péndulo.** Con la finalidad de detectar el posicionamiento angular del péndulo luego del impacto y con ello la energía absorbida por la probeta durante el ensayo se utilizará en el sistema un encoder incremental.

Un encoder es un transductor rotativo que transforma un movimiento angular en una serie de impulsos digitales. Estos impulsos pueden ser utilizados para controlar los desplazamientos de tipo angular o de tipo lineal, si se asocian a cremalleras o a husillos. El encoder incremental genera pulsos cuando el eje está rotando. Donde el número de pulsos por giro puede determinar una medida de velocidad, distancia o posición.

La precisión de un encoder depende de factores mecánicos y eléctricos entre los cuales están: el error de división del retículo, la excentricidad del disco, la excentricidad de los rodamientos, el error introducido por la electrónica de lectura, imprecisiones de tipo óptico.

Las señales digitales emitidas por el encoder se manifiestan de la siguiente manera.

Figura 63. Señales emitidas por un encoder incremental



Fuente: NI.com

### Ventajas

- Asigna impulsos digitales de salida.
- Entrega medidas precisas del cambio de ángulo respecto a un punto arbitrario de referencia
- No requiere de la adecuación de la señal

### Desventajas

- Es sensible desde el punto de vista mecánico, fuerzas excesivas perpendiculares al eje pueden dañar el disco lector.
- Su precio es relativamente alto.

El Encoder diferencial de NI que se utilizó tiene la siguiente designación. (Encoder, 15T – 14SA – 1000 – N5RHV – F00 – CE – Motor mount – 8MM TH RU bore – 1000 CP R – 5V line driver output.)

Cuyas características técnicas básicas se encuentran en el Anexo N y las más específicas de montaje y funcionamiento en la referencia [30]



**4.3.1.2** *Sensores que detectan la posición de la palanca y de las puertas de la cabina de seguridad.* Con la finalidad de detectar las condiciones mínimas de seguridad para que el péndulo entre en funcionamiento e indicar el estado en el que se encuentra la secuencia del péndulo se utilizarán sensores de proximidad.

El **sensor de proximidad** es un transductor que detecta objetos o señales que se encuentran cerca del elemento sensor. Existen varios tipos de sensores de proximidad según el principio físico que utilizan. Los más comunes son los interruptores de posición, los detectores capacitivos, los inductivos, los fotoeléctricos, los magnéticos y los ultrasónicos.

Los sensores de proximidad magnéticos de efecto HALL son caracterizados por la posibilidad de distancias grandes de conmutación, disponible de los sensores con dimensiones pequeñas. Detectan los objetos magnéticos (imanes generalmente permanentes) que se utilizan para accionar el proceso de la conmutación. Los campos magnéticos pueden pasar a través de muchos materiales no magnéticos, el proceso de la conmutación se puede también accionar sin la necesidad de la exposición directa al objeto. Usando los conductores magnéticos (ej. hierro), el campo magnético se puede transmitir sobre mayores distancias para, por ejemplo, poder llevarse la señal de áreas de alta temperatura.

#### **Ventajas.**

- Su utilización es mucho más directa, fácil y económica debido a que no requiere acondicionar la señal.
- Distancias grandes de conmutación.
- Los campos magnéticos pueden pasar a través de muchos materiales no magnéticos.
- Pueden funcionar en áreas de alta temperatura.

#### **Desventajas.**

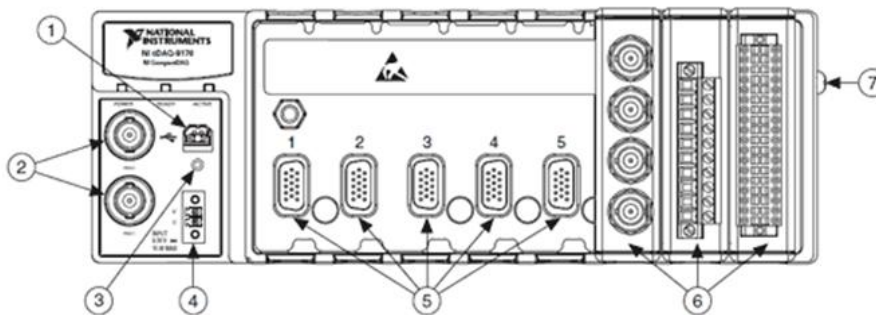
- Son frágiles
- El sensor magnético es aquel que se utiliza en las alarmas de las puertas y para su activación requieren de un voltaje de 24V.

#### 4.3.2 Descripción de la tarjeta de adquisición de datos.

**4.3.2.1 Sistema NI Compact DAQ.** [31] Es un sistema de control y adquisición de datos que puede usarse para un amplio rango de aplicaciones. El hardware y software de NI CompactDAQ son sencillos de usar para medidas en laboratorio, tan pequeñas para tomarse en campo con una laptop, y suficientemente potente para manejar pruebas en la línea de producción.

Un sistema NI Compact DAQ consiste en un chasis, módulos de E/S de la serie C y una PC Windows conectada por USB o Ethernet, sus componentes de hardware y software son intercambiables, con los mismos módulos y la aplicación de software, un sistema para pruebas rápidas de laboratorio.

Figura 64. cDAQ-9178 Chasis: (1) conector USB, (2) conector TRIG 0 y 1 BNC, (3) cable USB de alivio de tensión (4) conexión de energía 9-30 VDC; (5) aberturas para los módulos (6) módulos de la serie C instalados, y (7) tornillo de conexión.



| Fuente: NI.com

#### Ventajas

- Tiene una mecánica robusta con opciones flexibles de montaje, por lo que puede ser montado cerca o debajo de la prueba.
- Construido en un metal A380 por lo cual está en la capacidad de resistir 30g de shock y 0,3 gramos de vibración operacional.
- Temperatura de operación de -20 a 55 °C
- Posee múltiples motores de temporización para múltiples velocidades de adquisición.
- Los múltiples motores de temporización y la habilidad de enrutar y compartir recursos que le dan a NI CompactDAQ un nivel de flexibilidad inigualable en

comparación con la mayoría de los sistemas comerciales de adquisición de datos.

**Desventajas:**

- El costo de un sistema CompactDAQ es relativamente caro.
- Requiere de conexión a una PC para poder ejecutar el programa, debido a que no puede almacenar ninguna clase de datos.
- Requiere de una fuente de alimentación de 24 VDC. Y por tanto no se puede conectar directamente a una fuente estándar de CA.
- En la adquisición que se ha implementado se utiliza el sistema compactDAQ de cuatro ranuras, con conexión USB a la PC. Con la siguiente designación cDAC-9174

**4.3.3 Descripción de los actuadores.**

**4.3.3.1 Luces pilotos.** [32] Éste es un elemento visual que indica condiciones de funcionamiento, como la presencia de energía en un tablero de control ó una anomalía en el funcionamiento de cualquier tipo de sistema. Existen de diversa formas y colores. Se utilizarán tres colores de luces pilotos para describir cada uno de los estados en los que se encuentra la secuencia del péndulo, las mismas que son: naranja, verde y roja.

A continuación se describen las características técnicas de las luces pilotos.

- Voltaje: 110 VCA (Carátula)
- Corriente: 13 mA (Carátula)

Figura 65. Luces piloto utilizadas en el sistema



Fuente: Catálogo Essal

**4.3.3.2 Contactor magnético.** [33] Este elemento es un dispositivo de comando de potencia, que se utiliza para conectar y desconectar un equipo eléctrico que puede ser una bomba, un motor, y otros elementos. A través de una botonera virtual o física, interruptores de presión, guarda niveles, interruptores de flujo.

Las características técnicas del mismo son las siguientes.

Tabla 35. Tabla de características técnicas del contactor

<b>Contactor Magnético</b>	
Marca	Meta MEC
Serie	GMC(D) – 9
Tipo	Bobina AC 110V
Corriente nominal	11 <sup>a</sup>
Potencia nominal	2,5Kw
Número de polos	3
Aplicación	General

Fuente: Catálogo Meta-Mec

Figura 66. Contactor magnético trifásico



Fuente: Catálogo Meta-Mec

**4.3.3.3 Relé térmico.** [34] Es un dispositivo que se instala en el tablero eléctrico, normalmente conectado en conjunto con el contactor su función es proteger en forma

exclusiva al motor de una sobrecarga o sobrecalentamiento que puede ser en el bobinado del motor o en los conductores que las conectan al tablero, cuando el motor sufre una falla térmica, éste aparato es el que desconecta el sistema. Para volver a encender el sistema el relé se reinicia a través de un botón de color rojo.

Las características técnicas del relé de sobrecarga que se utilizó en el sistema son las siguientes.

Tabla 36. Características del relé térmico

Relé Térmico	
Marca	Meta MEC
Serie	GTK – 22
Tipo	Aplicado a contactor
Rango de ajuste	1,6 a 2,5 Amp.
Tipo de montaje	Montaje directo

Fuente: Catálogo Meta-Mec

Figura 67. Relé térmico



Fuente: Catálogo Meta-Mec

**4.3.3.4 Motor eléctrico.** [35] Un motor eléctrico es un elemento que transforma la energía eléctrica en energía mecánica (movimiento giratorio). El motor seleccionado en el capítulo tres es de marca Sumitomo con las siguientes características eléctricas.

Tabla 37. Características técnicas del motor eléctrico del moto-reductor

Motor eléctrico	
Marca	Sumitomo
Tipo	TC-EX
Voltaje(V)	220-230
Corriente(A)	2,15 a 2,5
RPM	1750
Eficiencia	76,5%

Fuente: Catálogo Sumitomo

Los datos mostrados en la tabla anterior son los obtenidos a plena carga. Según los datos del fabricante.

Figura 68. Moto-reductor Sumitomo



Fuente: Catálogo Sumitomo

**4.3.4 Elementos de conexión y activación.** Los elementos de conexión son los siguientes.

**4.3.4.1 Cable flexible.** [36] Los cables flexibles son usados generalmente para conectar equipos y aparatos móviles. Su característica de flexibilidad los faculta para soportar movimientos o vibraciones que se presentan en algunas aplicaciones específicas.

Para alimentar el motor se utiliza un cable flexible ST tres en uno con las siguientes características:

- Temperatura de operación: 60 °C
- Tensión de operación: 600V
- Los cables flexibles ST son usados como cordón de servicio extra pesado para equipos y herramientas portátiles, instalaciones abiertas, y en extensiones portátiles con terminales.

- Cuenta con aislamiento en PVC retardante a la llama, resistente a la abrasión, el calor y la humedad, conductores aislados cableados entre sí.
- Tres fases: negro, blanco y verde.
- Calibre: AWG 10
- Diámetro exterior: 16,53 mm
- Capacidad de corriente: 25 Amp.

En la conexión de los sensores se utiliza cable flexible TFF que presenta las siguientes características:

- Temperatura de operación: 60 °C
- Tensión de operación: 600 V
- Los cables TFF son usados en cableado interno de equipos y tableros, instalados en ductos, canalizaciones.
- Calibre: AWG 18
- Diámetro exterior: 2,77 mm
- Capacidad de corriente: 10 Amp.

**4.3.4.2 Interruptores.** Son usados en conjunto con arrancadores y contactores magnéticos, para el control remoto de motores.

El sistema implementado cuenta con dos interruptores, ya que el sistema cuenta con dos fuentes de alimentación a diferentes voltajes. Los interruptores presentan las siguientes características:

- Interruptor de tres vías.
- Corriente: 30 A
- Voltaje: 127/220

#### **4.4 Selección de módulos para el sistema compactDAQ.**

Para su funcionamiento el sistema de adquisición de datos compact DAQ requiere de módulos de entrada y salida de la serie C de la National Instruments.

Existen más de 50 módulos de la serie C para diferentes medidas incluyendo de termopar, voltaje, detector de resistencia de temperatura, corriente, resistencia, digital (TTL y otros), acelerómetros y micrófonos. La cantidad de canales en los módulos individuales van de 3 a 32 canales para alojar una serie de requerimientos del sistema.

Para seleccionar los módulos de la serie C se debe saber con certeza el número de entradas (sensores) y salidas (actuadores) que se va a manejar en el sistema, y que tipo de señales son las mismas (digitales, analógicas).

Por tal motivo en la tabla 38 se presenta un resumen de los sensores y los actuadores que se utilizarán en el sistema con su respectiva función y el tipo de señal que los mismos manejan.

Tabla 38. Tabla resumen de elementos utilizados en el sistema

<b>SENSORES Y ACTUADORES</b>			
<b>Tipo</b>	<b>Función</b>	<b>Ubicación</b>	<b>Tipo de Señal</b>
Encoder	Detecta desplazamiento del péndulo	Eje del péndulo	De cuadratura
Magnético	Arranca el motor.	P. del embrague	Digital
Magnético	Apaga el motor	B. del péndulo	Digital
Magnético	Seguridad	Puerta de ingreso	Digital
Magnético	Seguridad	P. Alimentación	Digital
Pulsador	Reinicia el sistema	Panel frontal	Digital
Contactador	Control del motor	Bancada	Digital
Luz amarilla	Señal de advertencia	P. Frontal	Digital
Luz roja	Señal de peligro	P. Frontal	Digital
Luz verde	Señal de listo	P. Frontal	Digital

Con los datos mostrados en la tabla anterior se elabora un resumen de señales digitales de entrada y salida que se utilizará en todo el sistema. Tal como se puede ver en la siguiente tabla.

Tabla 39. Señales de entrada y salida

<b>Entradas y salidas</b>	
Entradas	5
Salidas	4
De cuadratura	1



Se consideró que sean tres módulos independientes con el fin de dar flexibilidad a futuras adecuaciones de la máquina. Uno para las entradas, otro para las salidas y uno para la señal de cuadratura del encoder. Siendo seleccionados los siguientes, gracias a las prestaciones que dan los mismos:

- ✓ NI9423 Módulo de entrada digital sinking de 8 canales, hasta 30 V, 1 $\mu$ s
- ✓ NI9401 Módulo bidireccional E/S digitales de alta velocidad de 8 canales 5V TTL
- ✓ NI9411 Módulo de entrada digital de seis canales, 500 $\eta$ S,  $\pm 5$  a 24V.

A continuación se da una descripción general de cada uno de los módulos.

**4.4.1 NI9423.** [37] El módulo 9423 es de alta velocidad de entrada digital sinking de 8 canales a 1  $\mu$ s para cualquier chasis NI CompactDAQ o CompactRIO. Cada canal puede recibir niveles discretos de voltaje hasta 30 V, es compatible con señales de 12 y 24 V y ofrece protección de sobre-voltaje transitorio de 2,300 Vrms entre los canales de entrada y la tierra. Cada canal también tiene un LED que indica el estado de ese canal. (ver Anexo O)

**4.4.2 NI9401.** [38] El módulo NI 9401 es un módulo bidireccional de entrada digital de 8 canales a 100 ns para cualquier chasis NI CompactDAQ o CompactRIO. Se puede configurar la dirección de las líneas digitales en él NI 9401 para entrada o salida por nibble (4 bits). De esta manera, se puede programar el NI 9401 para tres configuraciones: ocho entradas digitales, ocho salidas digitales o cuatro entradas digitales y cuatro salidas digitales. Cada canal es compatible con señales de 5 V/TTL. (Ver Anexo P)

**4.4.3 NI9411.** [39] El módulo NI9411 es un módulo diseñado para entradas digitales diferenciales de una sola terminal de 6 canales a 500ns. Cada canal es compatible con señales de  $\pm 5$ V a 24V funciona con niveles lógicos y señales industriales para conectarse directamente a una amplia variedad de conmutadores, transductores y dispositivos industriales. Requiere un cable D-sub de 15 pines o juego de conector. (Ver Anexo Q)

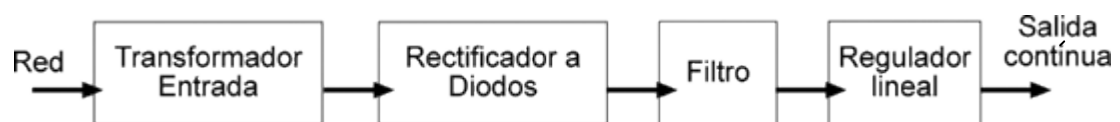
#### 4.5 Fuente de alimentación. [40]

Los sensores y módulos del sistema de adquisición de datos funcionan con corriente continua con un voltaje que oscila de 5 a 30 V. es por esta razón que se ha visto la necesidad de construir una fuente de alimentación de corriente directa que tenga un voltaje regulable a su salida.

La función de una fuente de alimentación es convertir la tensión alterna en una tensión continua y lo más estable posible. Básicamente existen dos tipos de fuentes de alimentación: **las lineales** que utilizan un transformador, para disminuir el nivel de tensión en la red eléctrica al nivel necesario en el circuito y, las **fuentes conmutadas** que utilizan circuitos basados en transistores y bobinas trabajando en conmutación para reducir la tensión.

La ventaja de la fuente de alimentación lineal es su sencillez y que generan menos ruido electromagnético, las desventajas son su mayor tamaño y su menor eficiencia. En la figura 69 podemos apreciar un diagrama de bloques de la estructura básica de una fuente de alimentación lineal el cual se utilizará como fuente en el sistema en desarrollo.

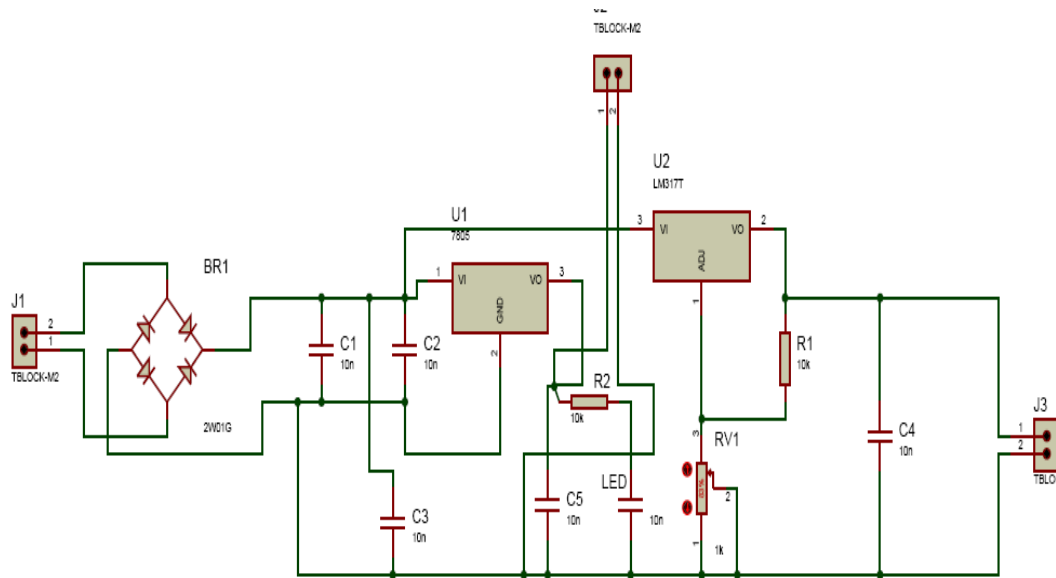
Figura 69. Diagrama bloque de una estructura básica de un transformador lineal



Fuente: NI.com

**4.5.1 Esquema del circuito de la fuente.** El esquema del circuito de la fuente de alimentación se realiza en el software PROTEUS 7.8 en su aplicación ISIS. Obteniendo un circuito como el que se puede apreciar en la figura 70.

Figura 70. Representación del circuito de la fuente.

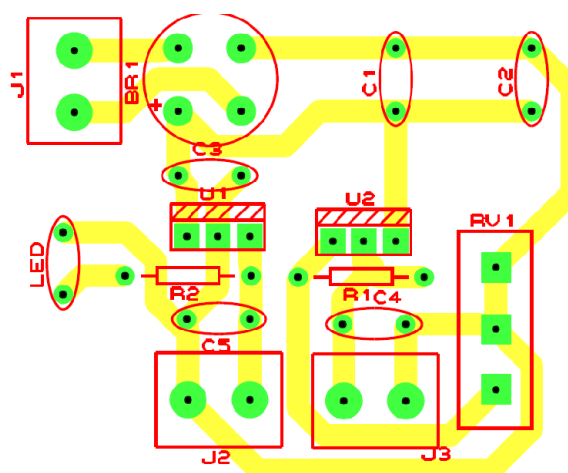


Los elementos que componen la fuente de alimentación son los siguientes:

- Transformador con brida con un devanado secundario 110V/12V
- Tres jacks (conectores J1,J2,J3) para la alimentación y la salida de voltajes.
- Una resistencia variable de 20Khoms (potenciómetro)
- Un puente rectificador 1AWH10 (BR1)
- Dos capacitores C1  $25\mu F$  /63V y C2  $10\mu F$  /63V conectados en paralelo.
- Un capacitor de C3  $3600\mu F$  63V
- Los capacitores C4 y C5 que sirven como protección para los reguladores.
- Regulador de voltaje de salida fijo L7805 (ver Anexo Q)
- Regulador de voltaje de salida variable LM317 (ver Anexo R)

Una vez que se ha elaborado el circuito en esquema se exporta a la aplicación ARES del mismo software PROTEUS 7.8 el cual permite elaborar las pistas que se imprimirán en la baquelita para poder colocar todos los elementos en el mismo. Se adecuó las pistas de tal manera que se obtuvo la siguiente configuración.

Figura 71. Pistas del circuito de alimentación

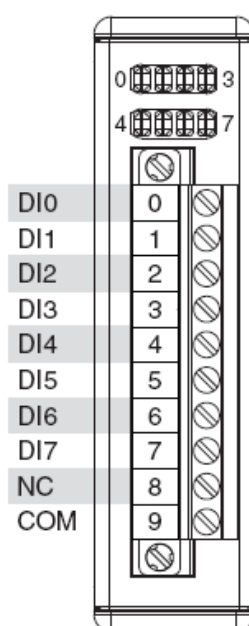


#### 4.6 Conexión de los módulos a sus respectivos sensores y actuadores

Conociendo el número total de sensores y de los actuadores se procede a asignar un canal físico a cada uno de ellos en el módulo correspondiente. Para que no existan confusiones a la hora de la programación y el montaje del sistema.

**4.6.1 NI9423.** Proporciona conexiones para ocho canales de entradas digitales. Y estas conexiones están ordenadas como se muestra en la siguiente figura.

Figura 72. Asignación de las terminales y los pines



Fuente: NI.com

Entonces a cada terminal se le asigna un sensor, una denominación y un color de cable determinado con la finalidad de facilitar la conexión.

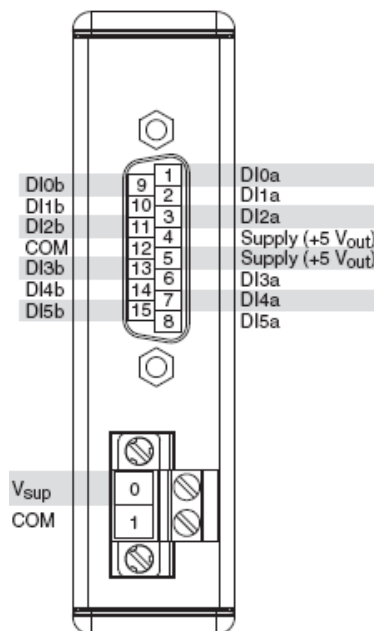
Tabla 40. Tabla de asignación de canales del módulo NI9423.

Asignaciones de los canales			
N. Canal	Sensor	Denominación	Color del cable
0	Péndulo	DI0	Tomate
1	Puerta de ingreso al péndulo	DI1	Azul
2	Puerta de alimentación de probetas	DI2	Verde
3	Embrague	DI3	Verde - Blanco
4	Reset del sistema	DI4	Azul - Blanco
9	Común del módulo	COM	Café.

Fuente: NI.com

**4.6.2 NI9411.** Éste tiene 15 patillas o pines Dsub como conector. Proporciona conexiones para seis canales de entradas digitales. Y estos pines (patillas) de conexión están organizados de la siguiente manera.

Figura 73. Asignación de las terminales y pines



Fuente: NI.com

Este módulo será utilizado para adquirir los datos provenientes desde el encoder.

Para conectar el encoder al módulo NI9411 se requiere de un cable UTP de la categoría cinco. Que a la vez viene con una coloración respectiva. En la tabla 41 se ha resumido la asignación de los pines del NI9411. Para poder realizar la conexión del encoder solo se debe seguir el orden de las filas de dicha tabla.

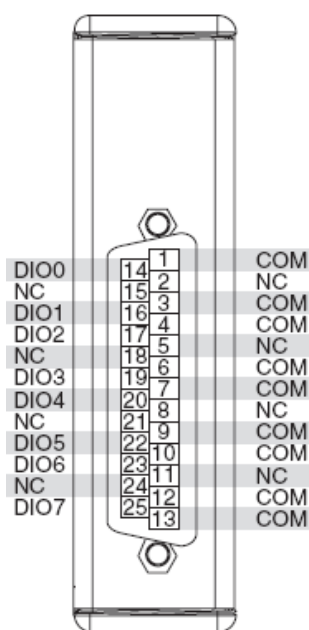
Tabla 41. Tabla de asignación de cables y pines para el módulo NI9411.

Asignación de los canales del NI9411					
Encoder		Cable UTP 5	NI9411		
Color	Función	Color	Denominación	Número de pin	Función.
Blanco	+VDC	Tomate	Supply(+5Vout)	5	+VDC
Negro	GND	Tomate blanco	COM	12	GND
Café	A	Azul	DI0a	1	A
Amarillo	$\overline{A}$	Azul - Blanco	DI0b	9	$\overline{A}$
Rojo	B	Verde	DI1a	2	B
Verde	$\overline{B}$	Verde - Blanco	DI1b	10	$\overline{B}$
Tomate	Z	Café	DI2a	3	Z
Azul	$\overline{Z}$	Café - Blanco	DI2b	11	$\overline{Z}$
			Vsup	0	
			COM	1	

Fuente: NI.com

**4.6.3 NI9401.** Este módulo tiene un conector de 25 canales Dsub que proporciona canales de conexión para ocho entradas o salidas digitales. Estos pines están ordenados en forma que se indica en la figura 74

Figura 74. Pines de entrada y salida del módulo NI9401



Fuente: NI.com

Cada canal tiene una patilla DIO que se puede conectar a un dispositivo de entrada o salida digital. Los ocho canales DIO son internamente referenciados a un COM interno, también se puede usar el noveno COM (patilla 13) como referencia a una señal externa. En la tabla 42 se muestra la asignación de cada patilla para cada actuador.

Tabla 42. Tabla de asignación de canales del módulo NI9401.

<b>Asignación de las patillas del NI9401.</b>			
<b>NI9401</b>		<b>Color de cable</b>	<b>Función</b>
<b>Designación</b>	<b>Nº de patilla</b>		
DIO0	14	Verde - Blanco	Contactador del motor
DIO1	16	Verde	Luz roja
DIO2	17	Azul	Luz naranja
DIO3	19	Azul – Blanco	Luz verde
COM	13	Café	Común del módulo

Fuente: NI.com.

Una vez que se ha asignado una función a cada patilla de los módulos tenemos un sin número de cables que si los unimos directamente a sus respectivos sensores y

actuadores traerá muchos problemas en el momento en el que se requiera desmontar el chasis y sus módulos con el objetivo de ponerlos a buen recaudo, y evitar daños en el mismo. Por la premisa expuesta se ha instalado en el sistema un conector DB25 el cual ayuda a condensar todas las conexiones en un solo conector, y por lo tanto el desmontaje del chasis y los módulos se descomplica en gran medida.

En la tabla 43 se resume la asignación que se ha dado a cada patilla del conector DB25.

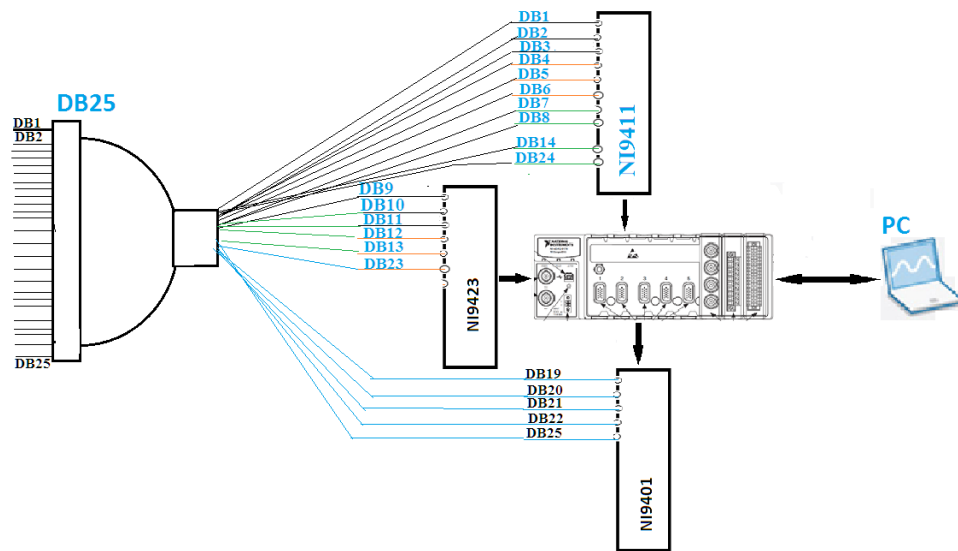
Tabla 43. Tabla de asignación del conector DB25.

<b>ASIGNACIÓN DE LAS PATILLAS DEL CONECTOR DB25</b>				
<b>N. de patilla</b>	<b>Función</b>	<b>Módulo</b>	<b>Color del cable</b>	<b>Designación</b>
1	A	<b>NI9411 - Encoder</b>	Azul	DB1
2	Z		Café	DB2
3	B		Verde	DB3
4	+VDC		Tomate	DB4
5	$\overline{A}$		Azul – Blanco	DB5
6	$\overline{Z}$		Café – Blanco	DB6
7	$\overline{B}$		Verde – Blanco	DB7
8	GND		Tomate – Blanco	DB8
9	Reset	<b>NI9423</b>	Azul – Blanco	DB9
10	S. Péndulo		Tomate	DB10
11	P. de ingreso		Azul	DB11
12	P de alimentación		Verde	DB12
13	Embrague		Verde – Blanco	DB13
14	V+			DB14
15	V+			DB15
16	V+			DB16
17				DB17
18				DB18
19	Contactador del motor	<b>NI9401</b>	Verde – Blanco	DB19
20	Luz roja		Verde	DB20
21	Luz naranja		Azul	DB21
22	Luz verde		Azul – Blanco	DB22
23	COM		Café	DB23
24	COM		Café	DB24
25	COM		Café	DB25



El macho y la hembra del conector se ensamblan de la misma manera. La numeración y el color de los cables es la misma para los dos lados del conector. A continuación se presenta un esquema del circuito de conexión de la PC, chasis, los módulos hasta el conector DB25 con su respectiva denominación.

Figura 75. Esquema del circuito de conexión



#### 4.7 Diseño de los circuitos de mando y de potencia del sistema.

Se requiere elaborar un circuito auxiliar de mando debido a que los módulos y todo el sistema electrónico implementado funcionan a CD y con voltajes de 5 y 24V, en cambio los actuadores requieren para su funcionamiento CA y voltajes de 110V y 220V.

**4.7.1 Circuito de mando.** Son todos aquellos aparatos que actúan accionados por el operario, los más importantes, son los pulsadores, selectores. Se tiene una gran variedad de ellos, tanto por su apariencia y forma exterior, como por la función que van a realizar.

En el sistema a implementar, todos estos instrumentos se han elaborado en LabView. Donde se ha realizado una instrumentación virtual. Además de la instrumentación virtual se ha añadido elementos auxiliares de mando el cual ayudará a amplificar la

señal de salida enviada desde el módulo NI9401 con el fin de comandar al motor y las luces pilotos.

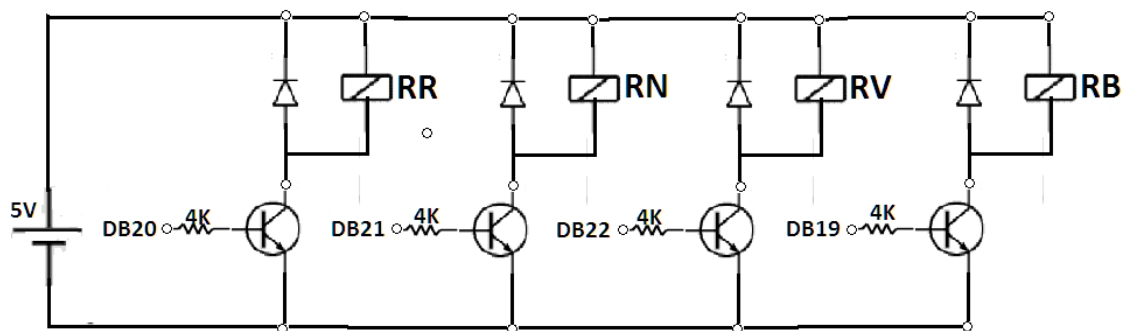
El circuito auxiliar de mando está constituido por relés, transistores, resistencias, y diodos para cada uno de los actuadores, en la tabla 44 se asignan los nombres y las abreviaturas para este caso.

Tabla 44. Nombres y abreviaturas de los elementos utilizados en el sistema

Elemento	Designación	Abreviatura asignada
Transistor	IRF840	
Diodo		
Resistencia		
Relé luz Roja	HK3FF-DC5V-SHG	RR
Relé luz Verde	HK3FF-DC5V-SHG	RV
Relé luz Naranja	HK3FF-DC5V-SHG	RN
Relé de la bobina	HK3FF-DC5V-SHG	RB

El circuito auxiliar de mando es el siguiente:

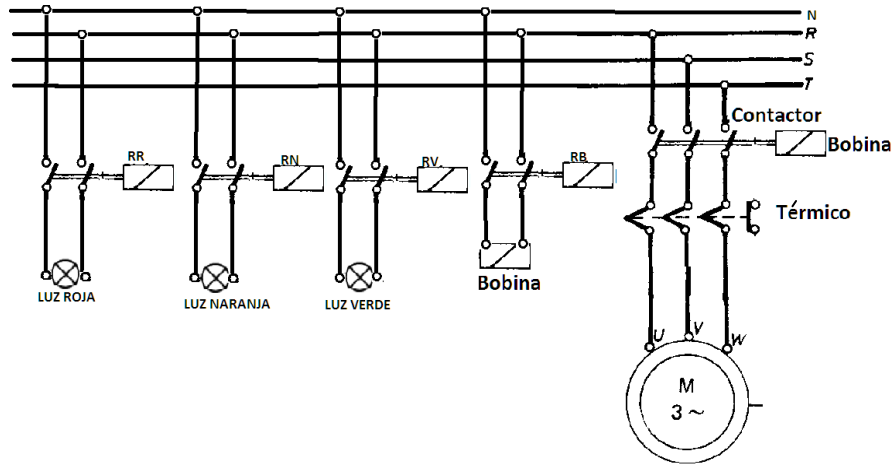
Figura 76. Circuito auxiliar de mando



**4.7.2 Circuito de potencia.** Son todos aquellos que permiten el flujo o la interrupción de corriente a una determinada carga, estos pueden ser motores, bobinas, entre otros. También encontramos dentro de este circuito los aparatos de protección que son destinados a interrumpir el circuito cuando se presentan condiciones anormales o irregularidades en su funcionamiento, en su mayoría aparatos de protección por sobre carga o sobre intensidades. Los más usados son los fusibles, relés térmicos, entre otros.

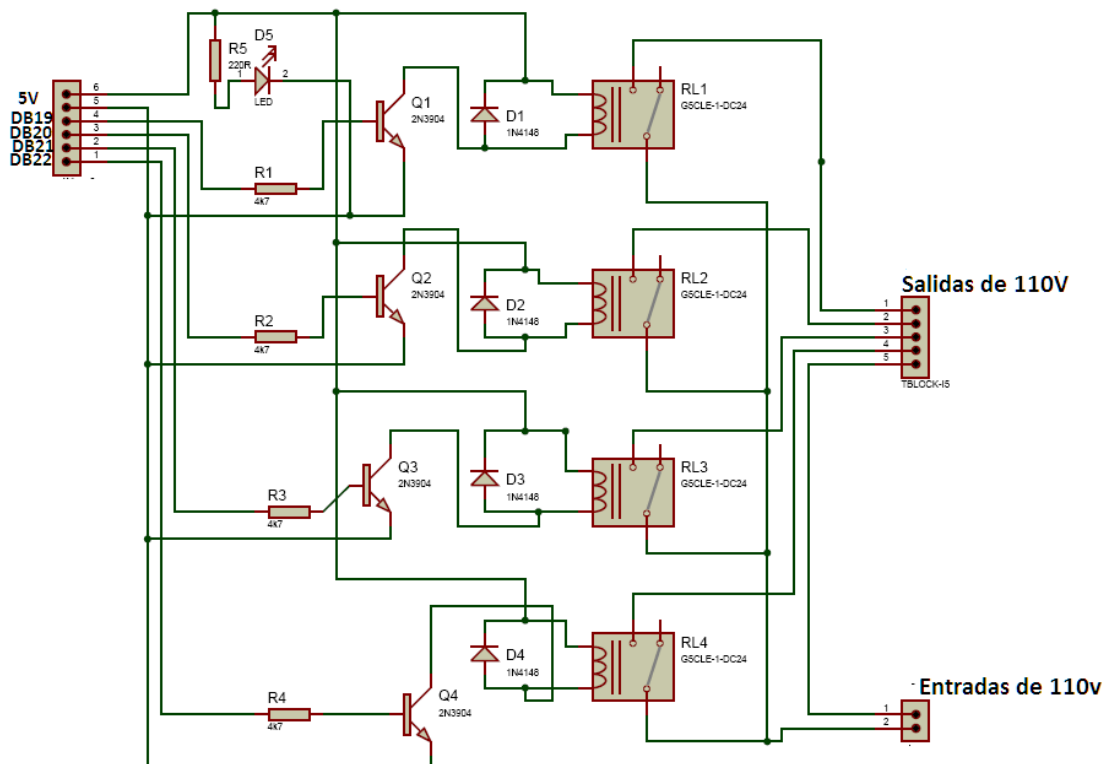
En la figura 77 se muestra el circuito de potencia del sistema.

Figura 77. Circuito de potencia



Con la finalidad de condensar los circuitos en una sola placa por facilidad de manejo se ha diseñado un circuito que combine el circuito auxiliar de mando y el de potencia en el software Proteus 7.8, en su aplicación Isis. Obteniendo un circuito tal como se muestra en la figura 78.

Figura 78. Esquema del circuito combinado de control y potencia.

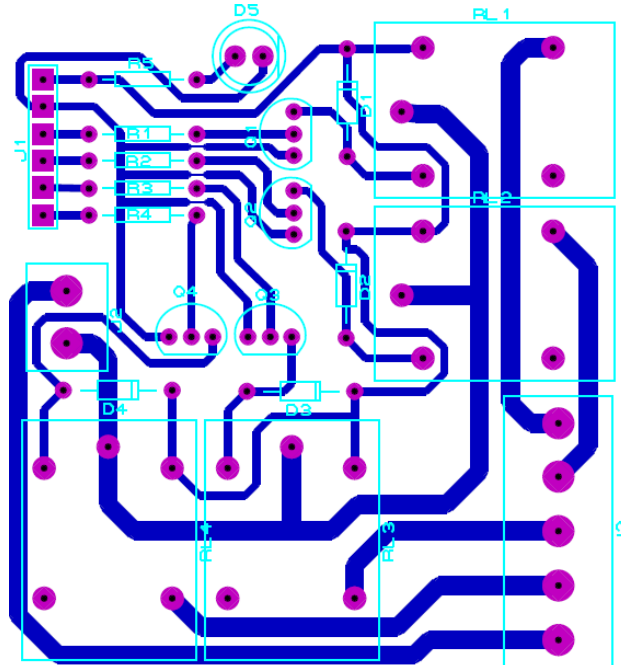


En el circuito que se muestra se encuentran los siguientes elementos.

- Dos terminales de entradas una de 5V y la otra de 110V.
- Una terminal de salida de 110V que va conectada a las luces pilotos y la bobina del contactor.
- 5 Resistencias de 4K ohms para cada uno de los relés
- 4 transistores IRF843 para amplificar la señal proveniente desde el módulo NI9411.
- 4 diodos que funcionan como protección para los relés.
- 1 diodo luminoso que dará la indicación que el circuito está activo.
- 4 relés para activar los actuadores con un voltaje de activación de 5VDC y con una capacidad conducir 10A y 250VAC.

El mismo circuito al ser pasado a la aplicación ARES en donde se diseñan las pistas a imprimirse en la placa se obtiene un diagrama como el que se muestra en la figura.

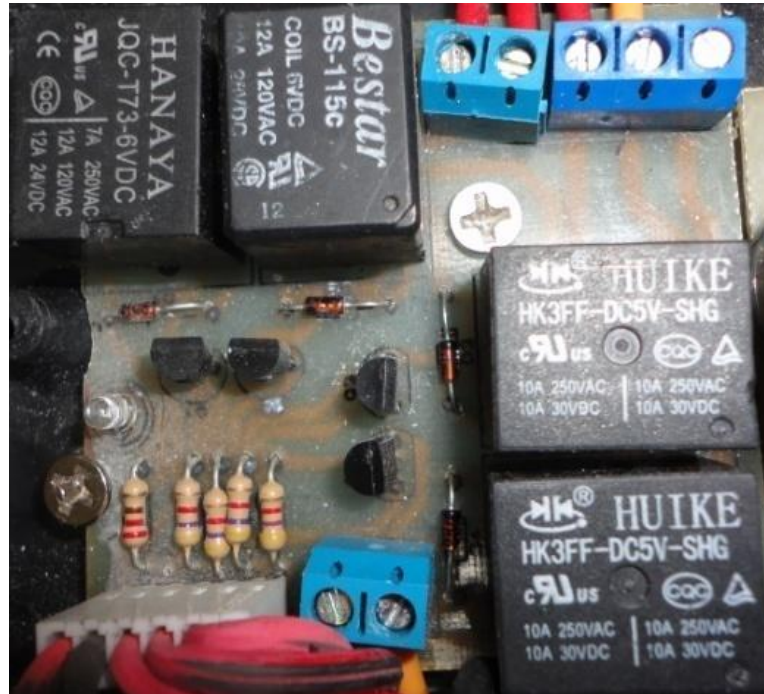
Figura 79. Diseño de la placa del circuito de control y potencia



Al imprimir el circuito en la placa de baquelita se colocan en la misma todos los accesorios mostrados en el circuito tales como los relés, transistores, diodos y las

terminales. Utilizando un taladro y soldándoles a la misma con un cautín y estaño. Obtenemos un circuito como el que se muestra en la siguiente figura.

Figura 80. Fotografía de los elementos montados en la baquelita



A ésta se conectan todas las señales provenientes del módulo NI9401 y las fuentes de alimentación de 110 VAC y 5 VDC. Con lo cual los sensores, los módulos, el chasis y la fuente de alimentación quedan listos para su montaje, su respectiva instrumentación virtual y posterior programación en LabView con la finalidad de adquirir los datos en el sistema.

#### 4.8. Programación

La programación de todo el sistema se realiza utilizando el software LabView con la finalidad de adquirir los datos provenientes desde el encoder, procesarlos y presentarlos. Y ejercer el control sobre el motor y las luces pilotos.

**LabView** [41] (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench). De la National Instruments, salió al mercado por primera vez en 1986, es un sistema de programación gráfico diseñado para el desarrollo de distintas aplicaciones como el análisis de datos, la adquisición de datos y el control de instrumentos y automatización industrial.

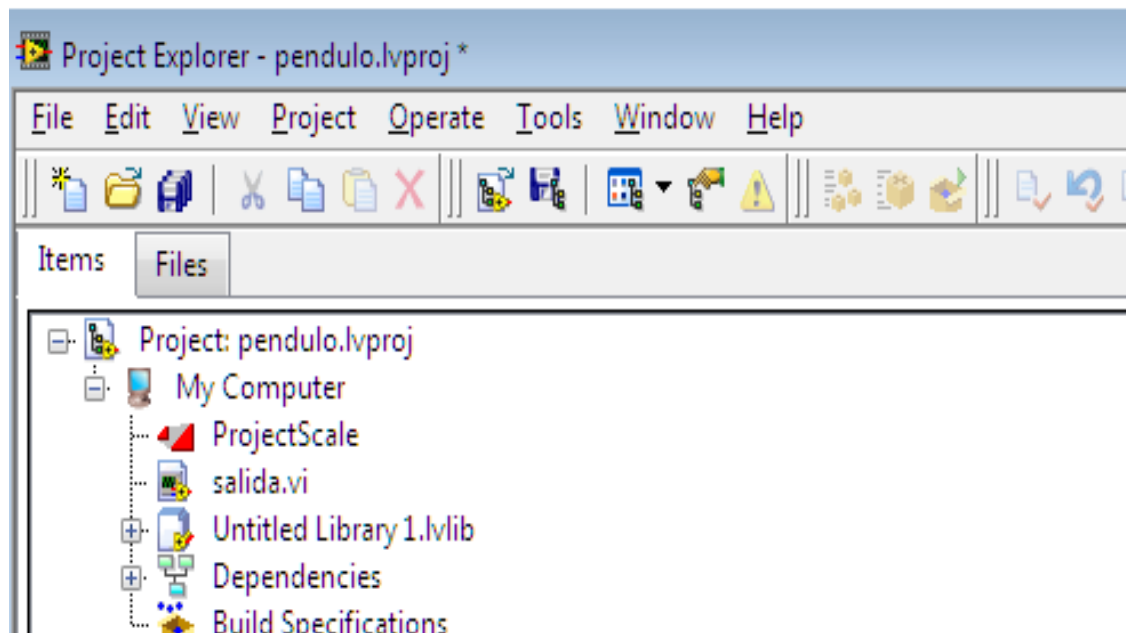
LabVIEW se diferencia de los lenguajes tradicionales de programación por presentar un ambiente de programación gráfico, llamado lenguaje G, que ayuda a crear programas basados en diagramas de bloques.

**4.8.1 Programación en LabView.** Con el entorno gráfico de programación de LabView se comienza a programar a partir del panel frontal.

En primer lugar se definirán y se seleccionarán de la paleta de controles todos los controles (entradas que dará el usuario) e indicadores (salidas que presentará en pantalla el VI) que se emplearán para introducir los datos por parte del usuario y presentar en pantalla los resultados.

Se inicia programando el panel frontal. Pero antes de la programación se debe crear un proyecto con la finalidad de almacenar en una sola carpeta todos los sub-VIs y las variables que se utilizarán en el desarrollo del programa. Como se muestra en la siguiente figura.

Figura 81. Pantalla de proyecto de LabView



Para la programación del panel frontal se considera el número total de entradas, salidas y el tipo de ellas. En la siguiente tabla se indica cada uno de éstas.

Tabla 45. Tabla de indicadores y controles utilizados en LabView

INSTRUMENTOS VIRTUALES			
TIPO OBJETO	TIPO DE DATOS	COLOR	FUNCIÓN
Indicador	Booleano	Verde	Censa el embrague
Indicador	Booleano	Verde	Censa el péndulo
Indicador	Booleano	Verde	Censa puerta cabina
Indicador	Booleano	Verde	Censa Puerta alimentación
Indicador	Booleano	Verde	Censa motor
Indicador	Booleano	Verde	Sistema listo
Indicador	Booleano	Naranja	Sistema en proceso
Indicador	Booleano	Rojo	Peligro
Indicador	Booleano	Verde	Reset
Indicador	Númérico	Blanco	Rastrea el péndulo
Indicador	Tabla	Blanco	Muestra datos de energía
Controlador	Texto	Blanco	Descripción de la práctica
Controlador	Texto	Blanco	Nombre del asistente
Controlador	Númérico	Blanco	Ingresa perdidas
Controlador	Booleano	Rojo	Guardar Y Salir
Controlador	Booleano	Verde	Resetea el sistema

Los controles e indicadores están representados en la tabla 45 se grafican en el panel frontal del VI y se obtiene una interfaz como se puede apreciar en la figura 82:

Figura 82. Figura demostrativa del panel frontal mostrada al usuario



Una vez que se ha colocado todos los objetos necesarios en el panel frontal, se debe pasar a la ventana del diagrama de bloques. La cual es aquella donde se realiza la programación propiamente dicha. Al abrir esta ventana, en ella se encuentran los terminales correspondientes a los instrumentos virtuales situados en el panel frontal, dispuestos automáticamente por LabView.

Se debe ir situando las funciones, estructuras y conectores, que se requieran para el desarrollo del programa, las cuales se unen a las terminales mediante conectores (líneas de unión). Para facilitar la tarea de conexión de todos los terminales, en el menú “HELP” (ayuda), puede elegirse la opción “show HELP” (mostrar ayuda), con lo cual al colocar el cursor del ratón sobre un elemento aparece una ventana con información relativa a éste (Parámetros de entrada y salida). Además, si se tiene seleccionado el cursor de cableado, al situar éste sobre un elemento se muestran las terminales de forma intermitente.

En este proyecto al pasar al diagrama de bloques obtenemos lo que se puede apreciar en la figura 83.

Figura 83. Instrumentos virtuales en el diagrama de bloques

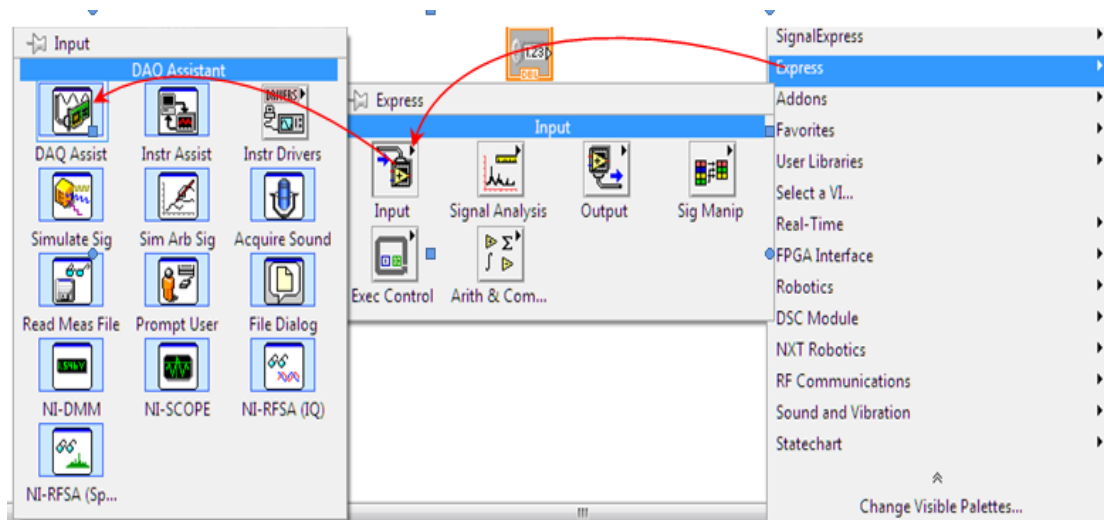




Como se puede apreciar la mayor parte de los instrumentos son INDICADORES y no controles, esto se debe a que los datos de entrada van a ser adquiridos desde el sistema compactDAQ. En la librería de LabView existen asistentes de DAQs que prestan ayuda para configurar los canales físicos de cada uno de los módulos, con el fin de establecer una adecuada comunicación entre el software instalado en la Pc y el hardware que en este caso son los módulos y el Chasis.

Se accede al asistente como se muestra en la figura desde la paleta de funciones

Figura 84. Ingreso al DAQ assistant para las señales de entrada

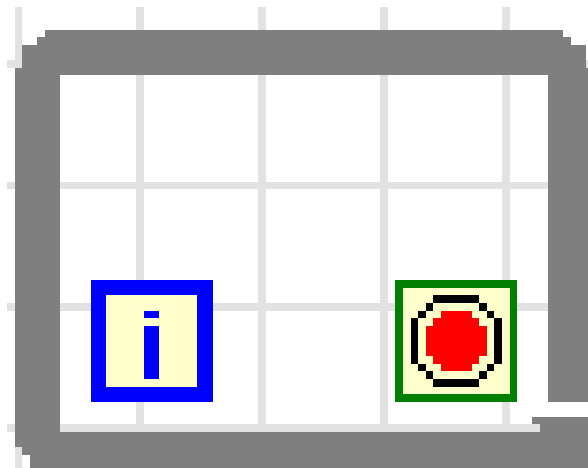


Cuando se selecciona el icono DAQ assist se abre una ventana de diálogo el cual brinda la posibilidad de indicar al software los canales físicos que se están utilizando de cada uno de los módulos. Y se debe crear un DAQ assist para cada módulo y configurarlos respectivamente.

Para que no existan errores en el funcionamiento ni se complique la programación se ha optado por dividir al programa principal en tres sub programas que están contenidos dentro de un While Loop (estructura repetitiva).

El While Loop se encuentra en la paleta de funciones del diagrama de bloques, además de lo indicado en el VI es la estructura principal y se encarga de controlar que los procesos indicados en su interior se repitan “n” veces hasta pulsar los botones “crear curva” ó “crear informe”. Y su representación gráfica se puede ver en la figura 85.

Figura 85. Representación gráfica del While Loop



**4.8.1.1 Primer subprograma.** El primer programa se encarga de adquirir los datos y accionar los actuadores siempre y cuando existan condiciones mínimas de seguridad para su funcionamiento las cuales se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 46. Condiciones mínimas de seguridad

<b>CONDICIONES MÍNIMAS DE SEGURIDAD PARA FUNCIONAMIENTO</b>	
<b>ACTUADOR</b>	<b>CONDICIÓN</b>
Motor	Para que arranque el motor todas las compuertas deben estar cerradas y la palanca del embrague debe bajarse.
Luz naranja	El péndulo está abajo con el motor apagado, ó el motor está en marcha con el péndulo subiendo
Luz Roja	Péndulo arriba con alguna de las puertas abiertas.
Luz Verde	Péndulo arriba con todas las puertas cerradas y la probeta cargada.

Además de las condiciones expuestas, el sistema debe seguir la siguiente secuencia:

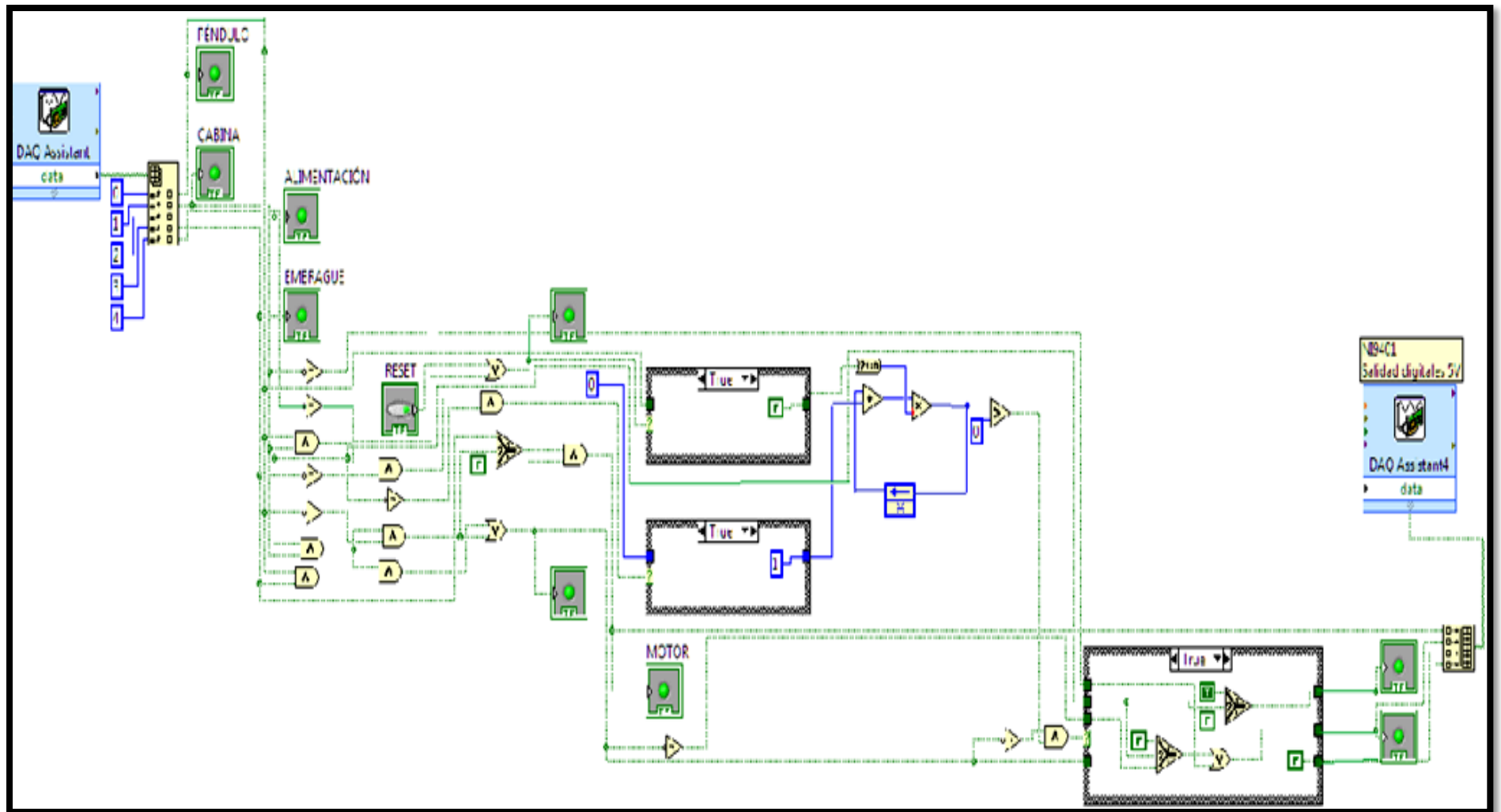
- Al arrancar todo el equipo y ejecutar el programa debe iniciarse con el péndulo en reposo (posición inicial), el sensor de la palanca del embrague en “cero” es decir alzada, el sensor de las compuertas en “uno” es decir con las puertas cerradas. Y la luz naranja encendida.
- En el instante en que el sensor del péndulo cambie de estado a “UNO” entonces debe arrancar el motor siempre y cuando los sensores de las puertas estén en “UNO” es decir cerradas. La luz indicadora debe seguir en naranja.

- Cuando el péndulo se eleve completamente debe cambiar de estado al sensor del mismo a “UNO” esto debe provocar que el motor se apague. La luz aún debe seguir en naranja.
- Con el péndulo arriba la luz está naranja, mientras ninguna puerta se abra inmediatamente se abrirá la puerta de alimentación y la luz indicadora naranja se apagará y se encenderá la luz roja; permanecerá en este estado mientras no se cierren todas las puertas.
- Una vez cerrada la puerta de alimentación la probeta estará ubicada y la luz roja se apagará, encendiendo así la luz verde. Indicando que el sistema está listo para soltar el péndulo.
- Cuando se suelta el péndulo debe encenderse de nuevo la luz naranja.
- Al detener el péndulo regresaremos a las condiciones iniciales. Y se repetirá el proceso.

Con la finalidad de cumplir la secuencia mencionada se elaboró la siguiente programación utilizando condicionales AND y OR con todas sus variaciones. Y condicionales CASE incluyendo el DAQ assistant, contenidos en el interior de un WHILE LOOP principal.

Como se puede observar en el figura 86 las señales entrantes desde el módulo NI9423 a través del DAQ assistant activan en primer lugar un LED indicador de color verde, el cual indica el estado actual de los sensores. A continuación esta señal es transportada y adecuada para ejecutar la secuencia del motor y las luces pilotos a través del DAQ assistant que controla al módulo NI9401, quién se encarga de encender y apagar tanto al motor como a las luces pilotos.

Figura 86. Esquema de programación gráfica en LabView.



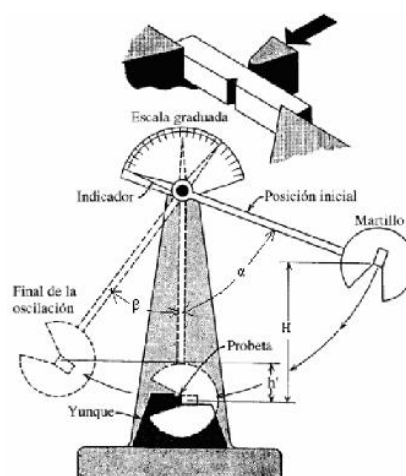
**4.8.1.2 Segundo subprograma.** [42] El segundo sub-programa se encarga de obtener los datos provenientes desde el encoder a través del módulo NI9411 y del DAQ assistant; los cuales organizan las señales de cuadratura y entregan como respuesta (en la salida del DAQ assistant) el desplazamiento del péndulo en grados.

Esta lectura es enviada a un indicador tipo reloj directamente, es por este motivo que cuando se ejecuta la práctica, el dial del indicador se mueve igual al péndulo. Pero esto no sirve como dato de entrada para determinar la energía absorbida, lo que se busca obtener es el ángulo máximo al que llega el péndulo, almacenarlo y convertirlo en unidades de energía y direccionar en una tabla.

La tabla en la que se va a almacenar los datos debe tener cuatro columnas y “n” filas. Se requieren cuatro columnas debido a que en la primera columna indicará la lectura del ángulo máximo en grados, en la segunda columna indicará la lectura de la energía absorbida por la probeta en Joules, pero ya restándole las pérdidas presentadas por la fricción y por la resistencia al aire, en la tercera columna se mostrarán la misma lectura de energía en Kgf- m. y en la cuarta columna la temperatura introducida por el ensayista. Las “n” filas se requiere para que en cada fila se vayan almacenando las lecturas de cada una de las probetas sea cual sea su número.

Para realizar la conversión de grados a unidades de energía se utiliza la siguiente ecuación cuyos parámetros se muestran en la figura 87.

Figura 87. Parámetros del péndulo Charpy



Fuente: Revista.utp.edu.co

$$E_r = P(H - h) \quad (67)$$

En donde:

$E_r$ : Energía de ruptura de la probeta.

$P$ : Peso del péndulo.[N], [Kgf].

$H$  y  $h$ : Son las alturas que tiene el péndulo antes y después del impacto.

Como se sabe las lecturas que se obtienen del encoder son medidas angulares. Las cuales no se pueden utilizar en la ecuación anterior. Es por tal motivo que se relaciona las alturas antes y después del impacto con la longitud del péndulo y el ángulo de desplazamiento, como se puede ver en las ecuaciones (68) y (69).

$$H = L * (1 - \cos \alpha) \quad (68)$$

$$h = L * (1 - \cos \beta) \quad (69)$$

Por lo tanto si se sustituye las ecuaciones (68) y (69) en la ecuación (67) obtenemos la siguiente ecuación:

$$E_r = P * L * (\cos \beta - \cos \alpha) \quad (70)$$

Con la ecuación (70) se obtiene el cálculo del trabajo ideal  $E_r$  necesario, para crear y propagar a grieta que causa el rompimiento de la probeta.

Una parte de la energía del impacto es empleada en la sacudida del péndulo y el bastidor, otra parte para vencer la resistencia del aire, otra en los roces de los cojinetes y el sistema mecánico, otra en la deformación de la probeta cerca de los apoyos y bajo el percutor, en la transmisión de energía a las fracciones de la muestra y en la deformación elástica de la barra el péndulo. Según lo anterior, para obtener un valor real de energía de ruptura en la probeta se debe utilizar la ecuación (71)

$$E_{Real} = E_r - E_f - E_k \quad (71)$$

Donde:

$E_{\text{Real}}$ : Energía real

$E_r$ : Energía ideal de ruptura.

$E_f$ : Energía disipada por las fricciones, debe ser medida antes de cada ensayo e introducida manualmente. En su cuadro de control pertinente, para esto se deja caer libremente el péndulo, sin instalar probetas en los apoyos.

$E_k$ : Energía cinética necesaria para el desplazamiento de las fracciones de probeta luego de la rotura, puede ser calculada mediante la ecuación (72).

$$E_k = \frac{m}{2} V^2 \quad (72)$$

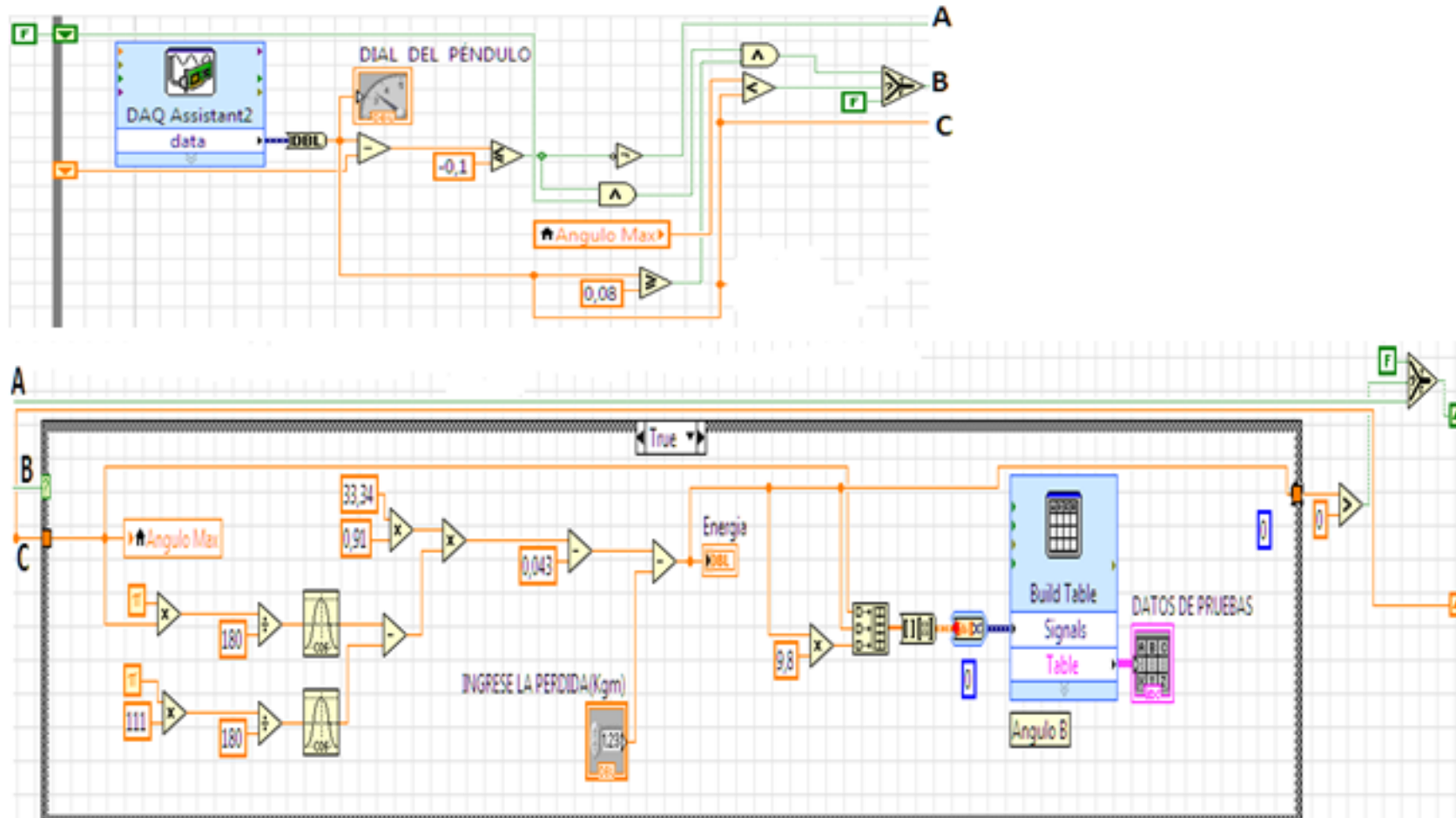
Donde  $m$  es la masa de la probeta, y  $V$  es la velocidad de las fracciones, que se asume igual a la velocidad del péndulo en el momento del impacto (4,4 m/s)

En la mayoría de los péndulos Charpy, empleados en los ensayos corrientes de los metales, la mayoría de estas pérdidas no pueden ser calculadas. Como resultado de ello, el valor obtenido  $E_r$  es mayor que el valor real.

La energía que absorbe la probeta debe ser presentada en un indicador tipo GAUGE el cual debe tener la escala de cero a la capacidad máxima del péndulo. Además de lo indicado, este indicador debe quedar fijo en la energía absorbida por la probeta.

Tomando en consideración todos los parámetros indicados se elaboró un diagrama de bloques como el que se puede ver en la figura 88.

Figura 88. Programación en diagrama de bloques para obtención de energía





El diagrama de bloques está compuesto por un DAQ assist el cual adquiere la señales provenientes desde el encoder. Esta señal es enviada a un indicador GAUGE el cual muestra el desplazamiento en vivo del péndulo. La misma señal se toma para procesarla mediante funciones matemáticas y determinar el cambio de dirección del péndulo, cuando se determina el ángulo máximo. Este valor es almacenado en una variable local. Posteriormente el valor del ángulo máximo es ingresado a una función CASE en donde el valor del ángulo es convertido a unidades de energía, la cual será enviada a una tabla a través de la función BUILD TABLE. Esta función organiza los datos que adquiere y los envía a un indicador tipo tabla.

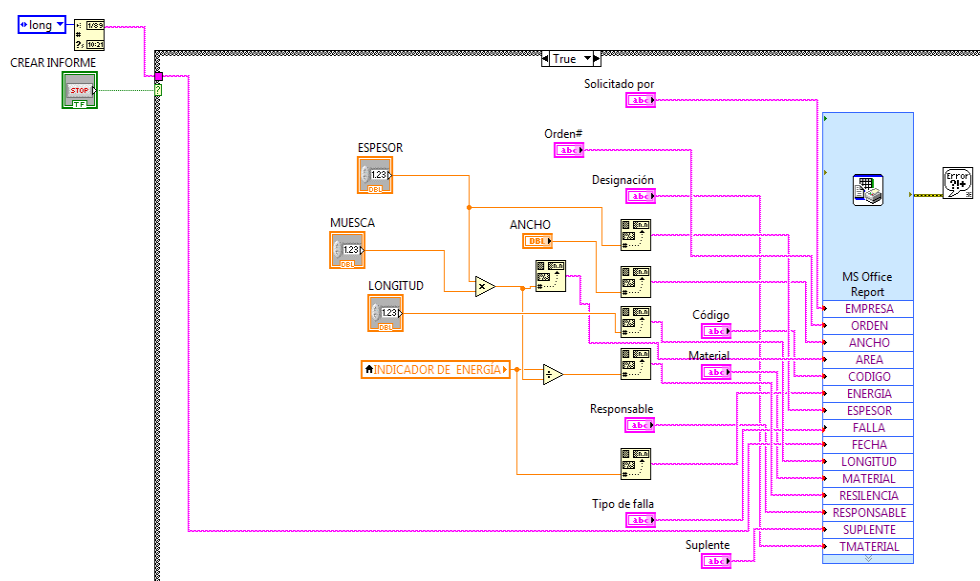
**4.8.1.3 Tercer subprograma.** El tercer subprograma se encarga de elaborar el informe de los resultados obtenidos en los ensayos.

El informe se elaborará en una hoja de formato de Word en donde constarán los siguientes datos: el tipo de material de la probeta, el tipo de muesca, la fecha de elaboración del ensayo, la hora de elaboración del ensayo, el operario quién realizó el ensayo, la tabla donde se mostrarán los mismos resultados expuestos en el panel frontal del programa en LabView.

Este subprograma tan solo se ejecuta cuando se da un pulso en “crear informe” dentro del programa. Cuando se realiza ésta acción se abre automáticamente una hoja de Word, esta hoja se guardará en una carpeta que crea conveniente el operador.

Para poder realizar lo antes planteado se elaboró el siguiente diagrama de bloques.

Figura 89. Programación en diagrama bloque para la elaboración del informe



## CAPÍTULO V

### 5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

#### 5.1 Tecnología de la construcción

Después de haber realizado la verificación, el rediseño y/o selección de las diferentes partes que conforman la máquina, se procede a la construcción y montaje de cada uno de los elementos.

Durante este proceso, donde se modificó en parte la máquina de ensayos de impacto, se utilizaron máquinas, equipos y herramientas, de los talleres de la Facultad Mecánica, como también de otros talleres.

##### 5.1.1 Equipos.

Tabla 47. Designación y especificaciones técnicas de máquinas y equipos

DESIGNACIÓN	MÁQUINAS Y EQUIPOS	ESPECIFICACIONES
M1	Torno Marca: LAFAYED	Distancia entre puntos: 180 mm. Diámetro máximo: 4500 mm. Velocidades: 24,4- 4000 rpm. Potencia del motor: 5 Hp.
M2	Fresadora Marca: LUCERINI	Velocidad: 45-1215 rpm. Avance: 0,75 mm/min. Potencia del motor: 3 Hp.
M3	Soldadora Marca: MILLER	Amperaje: DC 30-300 Capacidad 230 V
M4	Cortadora de Plasma Marca: BOLHAM	Capacidad de corte: 75 pulg/ min. Laminas: Hasta 3/8 de pulg. Amperaje: 40 Amp.
M5	Roladora: Marca: TAIMA	Longitud: 2,50 m Capacidad: Planchas de hasta 10 mm en frío. Funcionamiento: Manual.

Continuación Tabla 48

M6	Esmeril  Marca: SIEMENS	Diámetro del eje:	19 mm.
		Diámetro máx. de la piedra:	200 mm
		Velocidad:	1750 rpm
		Potencia del motor:	1,5 Hp
M7	Taladro de pedestal  Marca: GEHL	Giro de mesa:	180°
		Avance Vertical;	500 mm
		Velocidad:	120-1540 rpm
		Potencia del Motor:	3 Hp
M8	Amoladora  Marca: BOSCH	Velocidad:	800 rpm
		Capacidad:	230 V
M9	Taladro de mano  Marca: BOSCH	Diámetro de mandril:	3-12,5 mm
		Velocidad:	800 rpm
M10	Compresor:  Marca: JOHNSON	Presión:	120 psi
		Potencia del Motor:	1 Hp

Tabla 48. Designación de herramientas y accesorios utilizados

<b>Designación</b>	<b>Herramienta</b>
h1	Calibrador pie de rey
h2	Flexómetro
h3	Regla metálica
h4	Rayador
h5	Escuadras
h6	Nivel
h7	Entenalla
h8	Arco de sierra
h9	Martillo
h10	Limas
h11	Llaves
h12	Cinzel
h13	Brocas
h14	Playo de presión
h15	Cepillo de acero
h16	Destornilladores
h17	Otros

## 5.2 Operaciones tecnológicas

Las operaciones tecnológicas empleadas en la construcción de los nuevos elementos del péndulo se detallan en la tabla siguiente:

Tabla 49. Operaciones tecnológicas.

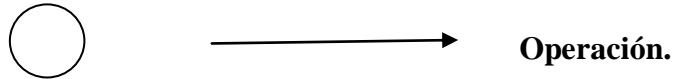
SISTEMA	ELEMENTO	N°	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (HORAS)
<b>ELEVACIÓN</b>	Perforación estructural del péndulo	1	Medición altura de eje	0,3
		2	Corte con Autógena	1
		3	Limpieza de rebabas	4
	Extensión de estructura	4	Medición y trazado	0,2
		5	Corte de la plancha	0,5
		6	Corte de los ángulos	0,5
		7	Limpieza de rebabas	0,2
		8	Perforación	1,5
	Base de motor	9	Medición y trazado	0,5
		10	Corte con plasma	0,5
		11	Limpieza de rebabas	0,2
		12	Perforado	0,3
		13	Torneado	0,5
		14	Soldado	1,5
		15	Medición eje	0,2
		16	Corte eje	0,1
	Hembra de embrague	17	Medición Placa	0,2
		18	Corte placa por plasma	0,5
		19	Torneado de eje	0,5
		20	Torneado de placa	1
		21	Perforado placa	0,2
		22	Ranurado eje	1,5
		23	Prensado placa	0,2
		24	Torneado cónico de hembra de embrague	1,5
<b>ELEVACIÓN</b>	Macho de embrague	25	Medición eje	0,1
		26	Medición Placa	0,2
		27	Corte Eje	0,1
		28	Corte placa por plasma	0,5

<b>ELEVACIÓN</b>		29	Torneado eje	0,5
		30	Ranurado eje	0,5
		31	Torneado placa	1
		32	Perforado placa	1
		33	Prensado placa-eje	0,2
		34	Torneado cónico del macho de embrague	1,5
		35	Roscado eje	0,2
	Base del embrague	36	Medición y corte de plancha	1
		37	Limpieza de rebabas	0,2
		38	Torneado de plancha	1,5
		39	Perforado de plancha	1
		40	Corte de plana	0,5
		41	Rolado de plancha	4
		42	Soldado	1
		43	Pintado	0,1
		44	Pulido	1
	Palancas de embrague	45	Medición	0,5
		46	Corte	0,5
		47	Limpieza de Rebabas	1
		48	Perforado	0,5
		49	Limado	2
		50	Soldado	1
		51	Doblado	0,1
<b>FRENO</b>	Base de zapata	52	Medición y trazado	0,5
		53	Corte	2
		54	Limpieza de rebabas	0,1
		55	Soldado	0,5
		56	Pegado de la fibra	8
		57	Pulido	1
	Palanca de freno	58	Medición y trazado	2
		59	Corte	2
		60	Limpieza de rebabas	0,2
		61	Pulido	1
		62	Soldado	1

ELÉCTRICO ELECTRÓNICO	Cable de freno	63	Perforado	0,2
		64	Medición	0,5
		65	Perforado base de péndulo	4
		66	Prensado tornillo a cable	0,2
		67	Soldado base de cable	1
		68	Pulido de base	0,5
	hardware del péndulo	69	Instalación de energía eléctrica	1,5
		70	Instalación swich encendido /apagado.	1,5
		71	Cableado eléctrico	1
		72	Instalación de sensores	0,5
		73	Cableado de sensores	16
		74	Instalación Tarjetas.	0,5
		75	Elaboración de software	40
	Carcasa del péndulo	76	Medición y trazado tubos	6
		77	Corte	15
		78	Soldado	24
		79	Pulido	6
		80	Masillado	24
		81	Lijado	12
		82	Pintado	3
		83	Medición y trazado de la plancha de policarbonato	6
84		Corte	24	
85		Montaje en canal	6	
86		Remachado	24	
MONTAJE GENERAL		87	Ensamble de conjunto y conexiones	15
		88	Empotrado de máquina	4
		89	Empotrado de protección	4
	90	Conexión de módulos y caja de relés	6	
	91	Pruebas de funcionamiento	40	
Total			344	

### 5.3 Curso-grama de operación y montaje

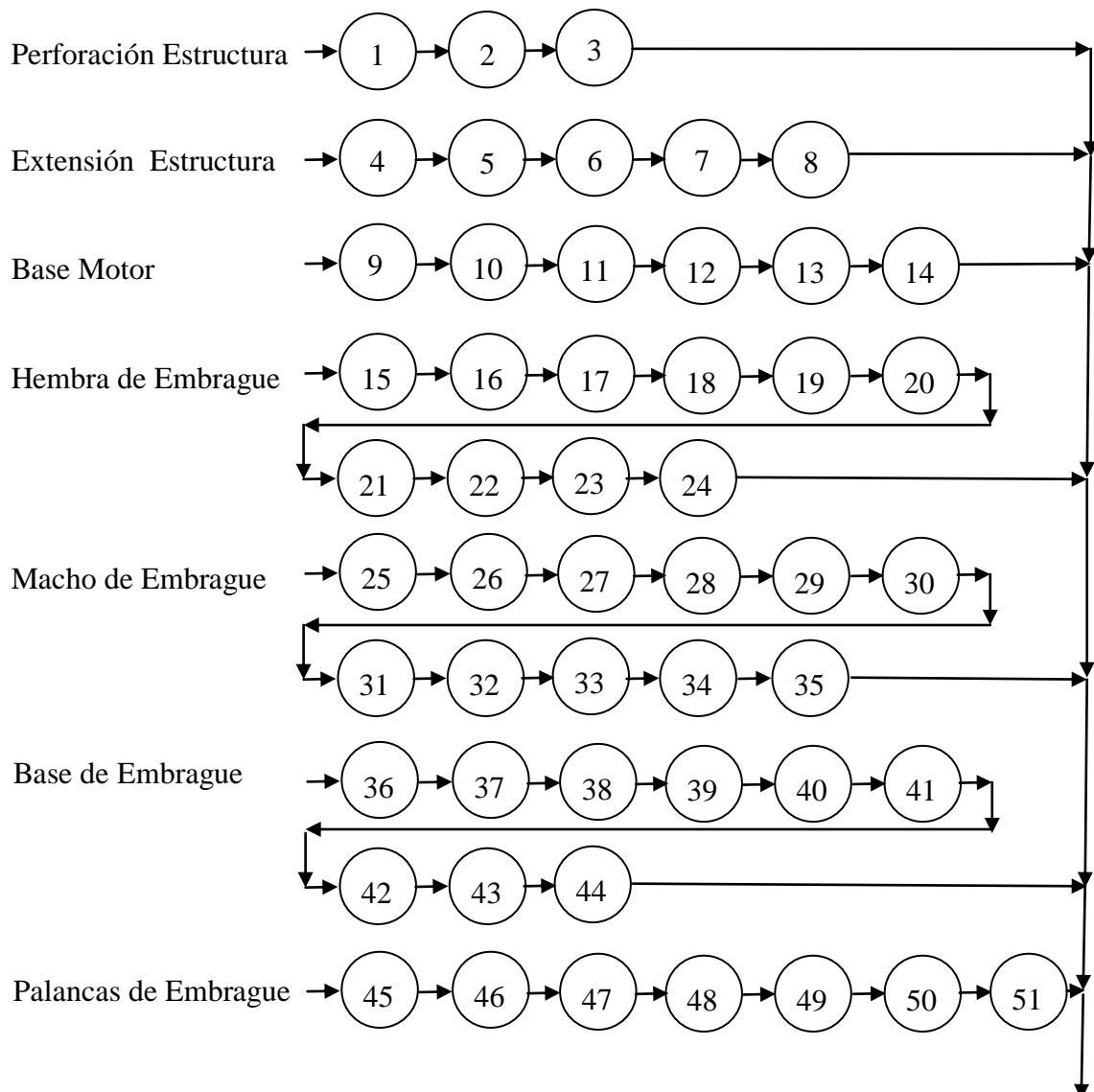
El curso-grama por medio de los cuales se rige la construcción de los elementos de máquina se ha dispuesto para cada tipo de sistema, utilizando la siguiente simbología.



Para el montaje de los elementos correspondientes se asignará una tabla para cada sistema.

#### 5.3.1 Construcción del sistema de elevación.

Figura 90. Curso-grama de construcción del sistema de elevación



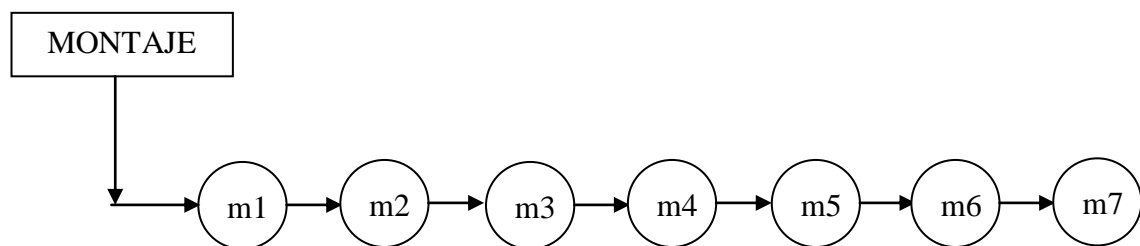


**5.3.2 Montaje de sistema de elevación.** En la tabla siguiente se detalla el curso-grama para el montaje de los elementos del sistema de elevación.

Tabla 50. Operaciones de montaje del sistema de elevación.

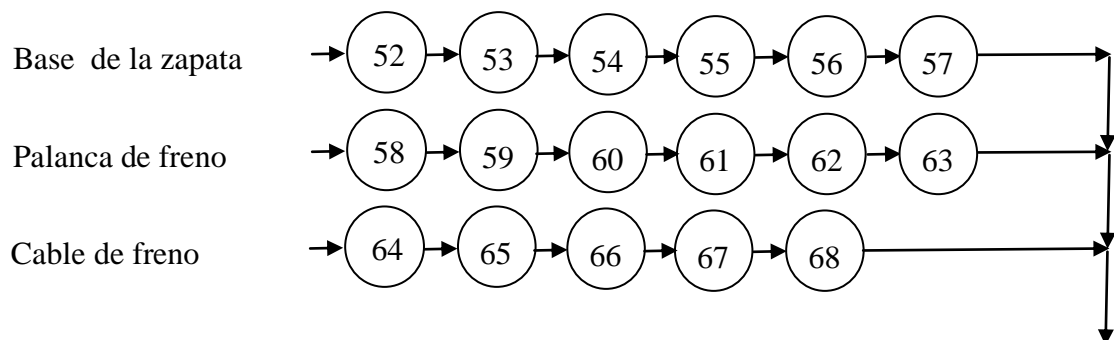
CÓDIGO	OPERACIONES
m1	Montaje de placa base sobre la estructura del péndulo
m2	Montaje de la hembra de embrague al motor-reductor
m3	Montaje del motor a la placa base
m4	Montaje de rodamientos al macho de embrague
m5	Montaje del macho de embrague a la base móvil del mismo
m6	Montaje de base móvil a base fija
m7	Montaje de palancas de embrague.

Figura 91. Curso-grama de montaje del sistema de elevación



### 5.3.3 Construcción del sistema de freno

Figura 92. Curso-grama de construcción del sistema de freno

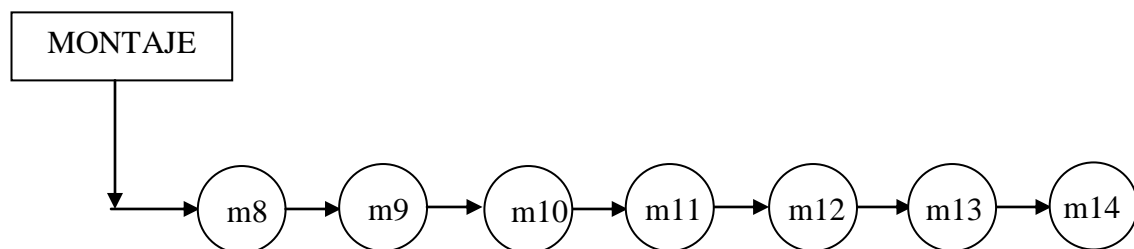


**5.3.4 Montaje del sistema de frenado.** En la tabla siguiente se detalla el curso-grama para el montaje de los elementos del sistema de freno.

Tabla 51. Operaciones de montaje del sistema de freno

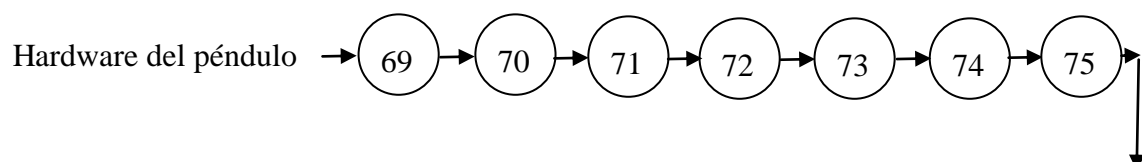
CÓDIGO	OPERACIONES
m8	Montaje de placa base de freno
m9	Montaje de la balata de freno en la base
m10	Montaje de chaveta para tambor
m11	Montaje de tambor de freno
m12	Montaje de palanca de freno
m13	Montaje de palanca de freno
m14	Montaje de cable de freno

Figura 93. Curso-grama de montaje del sistema de freno.



### 5.3.5 Construcción del sistema eléctrico.

Figura 94. Curso-grama de construcción del sistema electrónico.

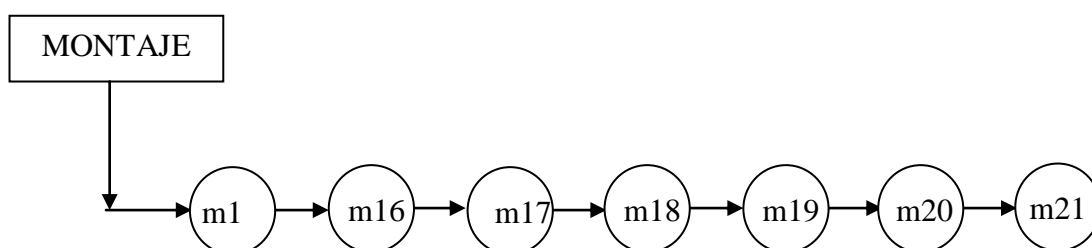


**5.3.6 Montaje del sistema eléctrico electrónico.** En la tabla siguiente se detalla el curso-grama para el montaje de los elementos del sistema eléctrico electrónico.

Tabla 52. Operaciones de montaje del sistema eléctrico electrónico

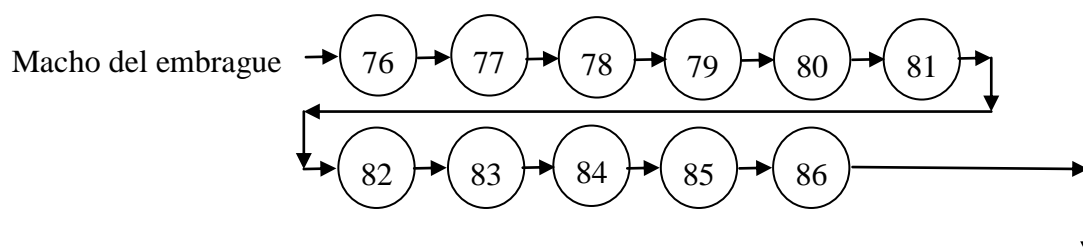
CÓDIGO	OPERACIONES
m15	Montaje de cable para 220V
m16	Montaje de interruptor trifásico
m17	Montaje de cable contactor-guarda-motor y motor trifásico
m18	Montaje de cable para 110 v
m19	Montaje de circuito eléctrico de mando
m20	Montaje de sensores
m21	Montaje de luces piloto

Figura 95. Curso-grama de montaje del sistema eléctrico electrónico



### 5.3.7 Construcción de la carcasa del péndulo.

Figura 96. Curso-grama de construcción de la carcasa del péndulo

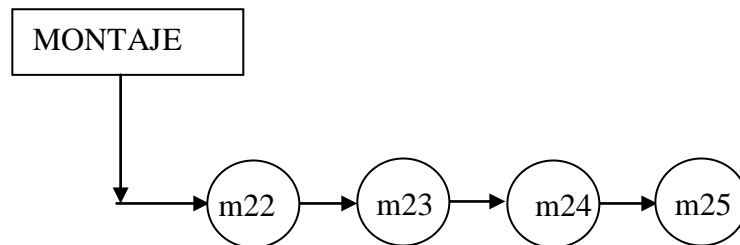


**5.3.8 Montaje de la carcasa del péndulo.** En la tabla siguiente se detalla el curso-grama para el montaje de los elementos del sistema de protección.

Tabla 53. Operaciones de montaje de la carcasa del péndulo

CÓDIGO	OPERACIONES
m22	Montaje de la plancha de policarbonato
m23	Montaje de travesaños
m24	Montaje de planchas laterales
m25	Montaje de plancha superior

Figura 97. Curso- grama de montaje de la carcasa del péndulo



## CAPÍTULO VI

### 6. FASE EXPERIMENTAL.

#### 6.1 Calibración

Para realizar la calibración de la máquina se utilizó las normas INEN 1502 (verificación de máquinas de prueba), la norma INEN 1503 (Verificación de los dispositivos de calibración que se emplean en la verificación de máquinas de prueba). Y la norma ASTM E23.

La Norma Ecuatoriana Obligatoria INEN 1502 se usa principalmente en la verificación de las escalas permanentes calibradas. A demás de lo indicado se puede aplicar con resultados satisfactorios en la normalización de dispositivos para el trazado de gráficas, acoplados a diversas máquinas de pruebas empleadas para medir cargas.

La Norma Ecuatoriana Obligatoria INEN 1503 establece procedimientos para verificar los dispositivos de calibración empleados en la verificación de máquinas de prueba.

La Norma ASTM E23 establece procedimientos para verificar los aspectos fundamentales del funcionamiento de la máquina de ensayo.

#### 6.2 Definiciones [43]

**6.2.1 Exactitud.** Es la similitud entre la carga real aplicada y la expresada por el mecanismo de medición de la máquina. Se dice que una máquina de prueba es exacta, cuando la carga indicada por sus mecanismos de medición se encuentra dentro de las tolerancias especificadas, con respecto a la carga aplicada.

Así mismo al referirse a una máquina de prueba no deben confundirse los términos “exactitud” y “sensibilidad”, por ejemplo una máquina de pruebas que puede ser muy sensible o sea que indique pequeños cambios de carga de manera muy rápida y definida, puede ser sin embargo inexacta. Así mismo puede decirse que la exactitud de los resultados se encuentra limitada generalmente por la sensibilidad.

**6.2.2 Error.** Cuando se trata de una máquina de prueba se refiere al valor que se obtiene restando el valor indicado por el dispositivo de calibración, al valor indicado por la máquina de prueba.

**6.2.3 Porcentaje de error.** Cuando se trata de una máquina de prueba, es la relación expresada por porcentaje entre el error y el valor exacto de la carga medida.

Para calcular el porcentaje de error se emplea la siguiente ecuación.

$$E = \frac{e}{\delta} \times 100$$

Donde:

E: error expresado en porcentaje.

e: error en joule.

$\delta$ : valor exacto de la carga medida.

**6.2.4 Corrección.** Cuando se trata de una máquina de prueba se refiere al valor que se obtiene restando el valor unitario por la máquina, el valor exacto de la cantidad medida. La corrección es de la misma magnitud que el error, para el signo contrario. Se recomienda que no se hagan correcciones en máquinas probadas, en las cuales se encontraron errores dentro de las tolerancias establecidas en esta norma.

**6.2.5 Tolerancia.** Cuando se trata de una máquina de prueba, es el error máximo permisible en el valor de la carga indicada por la máquina. Los valores de la tolerancia deben expresarse en porcentaje de error.

**6.2.6 Intervalo de Carga.** Cuando se trata de una máquina de prueba se refiere al intervalo en el cual las cargas indicadas por la máquina se registran dentro de la tolerancia especificada.

**6.2.7 Lectura.** Es la indicación del dispositivo, tanto cuando no se aplique ninguna carga, como bajo la acción de cualquier carga. [44]

**6.2.8 Factor de calibración.** Es el factor por el cual se debe multiplicar los cambios de lectura, para obtener la carga equivalente, es decir, el factor de calibración es la relación que existe entre la carga y el cambio de lectura correspondiente a ella en el dispositivo.

**6.2.9 Línea de calibración.** Es la línea recta, resultante del análisis de regresión de los factores de calibración calculados de manera individual, en función del cambio de lectura en el dispositivo.

### 6.3 Experimentación de la máquina.

**6.3.1 Determinación del cero de la máquina.** Para calibrar la máquina Charpy se realiza la verificación de los aspectos fundamentales de montaje e instalación de la máquina Charpy indicados en la norma ASTM E23. Tales como los que se indican en la tabla 54.

Tabla 54. Datos del péndulo Charpy

Datos fundamentales de la máquina Charpy	
Dato	Valor
W	33,2 Kg
$\Theta$	111 <sup>0</sup>
R	0,731 m

Con el objetivo de determinar el cero de la máquina en escala de energía. Se realizan ensayos en vacío. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 55.

Tabla 55. Ángulos obtenidos en ensayos de vacío

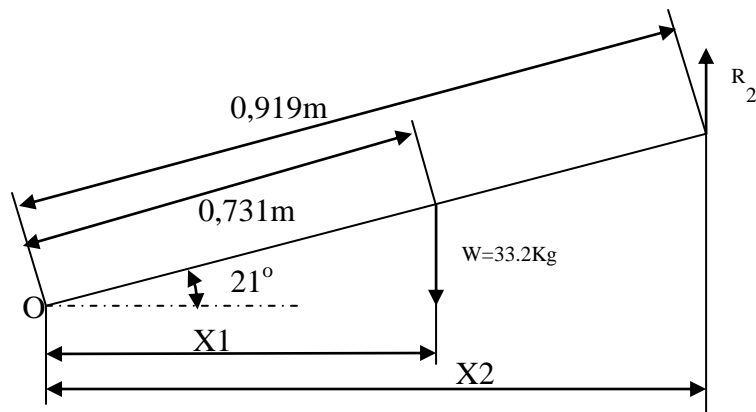
Ensayos en Vacío.		
Nº	$\alpha^0$	$\beta^0$
1	111	109,970674
2	111	109,970674
3	111	110,058651
4	111	109,970674
5	111	109,618768
6	111	110,058651
7	111	109,618768
8	111	109,442815
9	111	109,794721
10	111	109,794721
11	111	109,794721
12	111	109,706745
13	111	109,706745
14	111	109,706745
15	111	109,618768
	111	109,7895461
		promedio

En base a la tabla anterior el cero de la máquina de ensayos está localizado en los  $109,8^0$  con respecto a la vertical.

**6.3.2 Determinación de la capacidad máxima de la máquina.** Para determinar la capacidad absoluta de la máquina se pesa el péndulo ya montado en la bancada y en su posición inicial de caída.

Con la finalidad de comparar los datos teóricos con los experimentales que se obtengan se determina el valor teórico en el punto donde se apoyará la balanza. Los datos para determinar el peso teórico se muestra en la siguiente figura.

Figura 98. Esquema gráfico de cargas experimentales en el martillo del péndulo



$$X_1 = 0,731 * \cos 21$$

$$X_1 = 0,6824m$$

$$X_2 = 0,919 * \cos 21$$

$$X_2 = 0,8579m$$

$$\sum M_o = 0$$

$$X_1 * W - X_2 * R_2 = 0$$

$$R_2 = \frac{X_1 * W}{X_2} = \frac{0,6824 * 33,2}{0,8580}$$

$$R_2 = 26,41Kg$$



Del mismo modo se pesa el péndulo con un sistema de polea y pesas como el que se puede apreciar en la figura 99.

Figura 99. Experimentación mediante balanza en el péndulo Charpy



Cuando se crea el equilibrio entre las pesas y péndulo se baja las mismas y se pesa cada una de ellas y el soporte donde se colocan las mismas. Obteniendo los resultados que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 56. Masas de las pesas utilizadas

Denominación	Peso(Kg)
Masa 1	0,615
Masa 2	1,010
Masa 3	2,025
Masa 4	9,990
Masa 5	10,009
Soporte	3,035
Total	26,7

En la siguiente tabla se resumen los resultados obtenidos.

Tabla 57. Resultados obtenidos

Resumen de pesos	
Calculado	Pesado
26,41 Kg	26,7 Kg

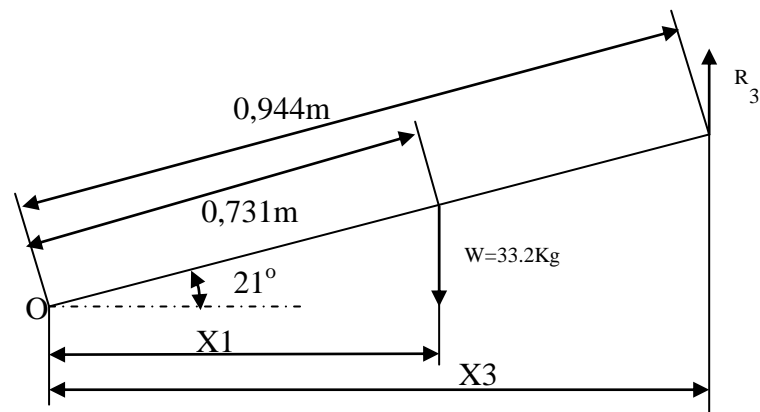
Como se puede ver la diferencia entre la lectura tomada y la calculada es de 290 gramos, para tener una mejor apreciación del caso se determina el error.

$$e = \frac{|26,41 - 26,7|}{26,7} * 100 = 1\%$$

La diferencia de lecturas se debe a las pérdidas por fricción de la polea y la deformación de la cuerda. Por lo cual de aquí en adelante se trabajará con un peso igual a 26,41 Kg.

En la figura 100 se puede apreciar que el peso no se tomó en el punto exacto de impacto. Para determinar el peso en el punto de impacto se utiliza las ecuaciones básicas de la estática con las dimensiones que se muestran en la siguiente gráfica.

Figura 100. Esquema de la obtención del punto de aplicación de cargas



$$X_3 = 0,94405 * \cos 21$$

$$X_3 = 0,8813m$$

$$\sum M_o = 0$$

$$X_1 * W - X_3 * R_3 = 0$$

$$R_3 = \frac{X_1 * W}{X_3} = \frac{0,6824 * 33,2}{0,813}$$

$$R_3 = 25,71 \text{ Kg}$$

Con los datos calculados se determina la energía potencial disponible.

$$E = m * g * h$$

$$h = L(1 + \sin 21)$$

$$h = 0,944(1 + \sin 21) = 1,2823m$$

$$E = 25,71 * 9,77 * 1,2823 = 322 \text{ J}$$

La pérdida de energía que tiene el péndulo desde el punto de caída hasta el punto de impacto se determina mediante los resultados de los ensayos realizados en vacío.

De todos los ensayos realizados se obtiene una media de los ángulos obtenidos la cual es  $109,789^\circ$  con éste determinamos la pérdida en unidades de energía en la primera oscilación. Con la ayuda de la ecuación (70)

$$E_r = 25,71 * 0,944 * 9,77 * (\cos 109,7895461 - \cos 111)$$

$$E_p = 4,695384 J$$

La energía perdida desde el punto de caída hasta el punto de impacto es:

$$E_p = 2,34769237 J$$

Entonces la energía neta disponible del péndulo es:

$$E_{ND} = 319,65 = 319,6 J = 32,7 Kg * m$$

#### 6.4 Experimentación con las probetas.

Con el objetivo de obtener el factor y la línea de calibración se realizan ensayos sobre diversos materiales cuyos datos sean conocidos (los cuales están en la tabla 58 junto a sus características y propiedades). Las probetas elaboradas deben cumplir con las dimensiones presentadas en el capítulo 2, tabla 3. En el proceso de elaboración de las mismas se debe procurar que éstas no sufran sobrecalentamiento y a consecuencia de esto sus propiedades mecánicas varíen, lo cual provocaría resultados erróneos del ensayo.

Tabla 58. Materiales utilizados para las pruebas

Materiales de ensayo		
Material	Forma de suministro	Resistencia al Impacto
DF2	Platina 70 x 10 mm	10 J [45]
ASTM A36	Barra cuadrada 11 x 11 mm	78,4 J (Anexo A)
V 320	Barra circular 19,05mm	25-35 J (Anexo S)
A 304	Platina 110 x 10 mm	100 J (Anexo T)

Con las probetas elaboradas se verifican sus dimensiones y se las ensaya obteniendo los siguientes resultados.

Tabla 59. Ángulos obtenidos del ensayo con Acero DF2

<b>Material: DF2</b>			
Ángulo $\beta$	Ángulo $\alpha$	Energía (J)	
104,692082	111	19,7901506	
104,516129	111	20,4985765	
104,340176	111	21,2075629	
103,696126	111	23,8073767	
103,514017	111	24,5437903	
104,151706	111	22,0670978	Promedio

Tabla 60. Ángulos obtenidos del ensayo con Acero ASTM A36

<b>Material: ASTM A36</b>			
Ángulo $\beta$	Ángulo $\alpha$	Energía (J)	
68,445748	111	167,819212	
68,181818	111	168,839833	
66,334311	111	175,930604	
67,565982	111	171,213969	
68,181818	111	168,839833	
69,589443	111	163,375446	
72,316716	111	152,649114	
70,821114	111	158,553057	
71,612903	111	155,433799	
69,2277614	111	164,784386	Promedio

Tabla 61. Ángulos obtenidos del ensayo con Acero V320

Material: V320			
Ángulo $\beta$	Ángulo $\alpha$	Energía (J)	
92,639296	111	69,2686615	
96,950147	111	51,4024264	
95,718475	111	56,4948856	
97,478006	111	49,2238682	
97,478006	111	49,2238682	
96,422287	111	53,5834241	
94,83871	111	60,1391745	
95,278592	111	58,3163892	
95,8504399	111	55,9487013	Promedio

Tabla 62. Ángulos obtenidos del ensayo con Acero INOX A304

Material: A304			
Ángulo $\beta$	Ángulo $\alpha$	Energía (J)	
57,97654	111	206,666506	
53,410557	111	222,369244	
57,536657	111	208,215651	
56,307918	111	213,300695	Promedio

En las tablas mostradas se puede apreciar que las lecturas de energía difieren completamente del valor de referencia de cada uno de los materiales, es por esta razón que se ve en la necesidad de encontrar un factor de calibración.

### 6.5 Determinación del factor de calibración.

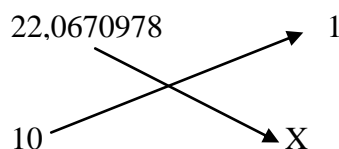
Para determinar el factor de calibración se trabaja con las energías promedio de cada uno de los materiales ensayados dichos valores se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 63. Resumen de Ángulos obtenidos del ensayo

Material	Energía media
DF2	22,0670978
ASTM A36	164,784386
V320	55,9487013
A304	213,300695

Con estos valores se obtiene el factor de corrección para cada uno de los materiales aplicando una regla de tres simple como se indica en la siguiente ecuación.

Figura 101. Representación de la regla de tres simple



Para cada material se aplica el mismo procedimiento obteniendo los siguientes resultados.

Tabla 64. Factor de corrección obtenido

Material	Energía media	E. de referencia	F. de corrección
DF2	22,0670978	10	0,453163351
ASTM A36	164,784386	78,448	0,476064521
V320 (AISI 4140)	55,9487013	25	0,446837897
A304	213,300695	100	0,468821726
Medía del factor de corrección.			0,461221874

## 6.6 Determinación de la línea de calibración.

Con los datos obtenidos en los numerales anteriores y sustituyéndolos en la ecuación (71) se calcula el ángulo ajustado. Para los valores de referencia de cada uno de los materiales.

Tabla 65. Ángulos ajustados a valores de referencia

Ángulos ajustados a valores de referencia				
Material	Ángulo $\beta$ ajustado	Ángulo $\alpha$	Energía (J)	Energía ajustada referencia(J)
DF2	104,2226	111	21,6816336	10,0000437
ASTM A36	67,8601	111	170,081389	78,445257
V320	96,2718	111	54,2056227	25,0008189
A304	55,0539	111	216,815955	100,000261

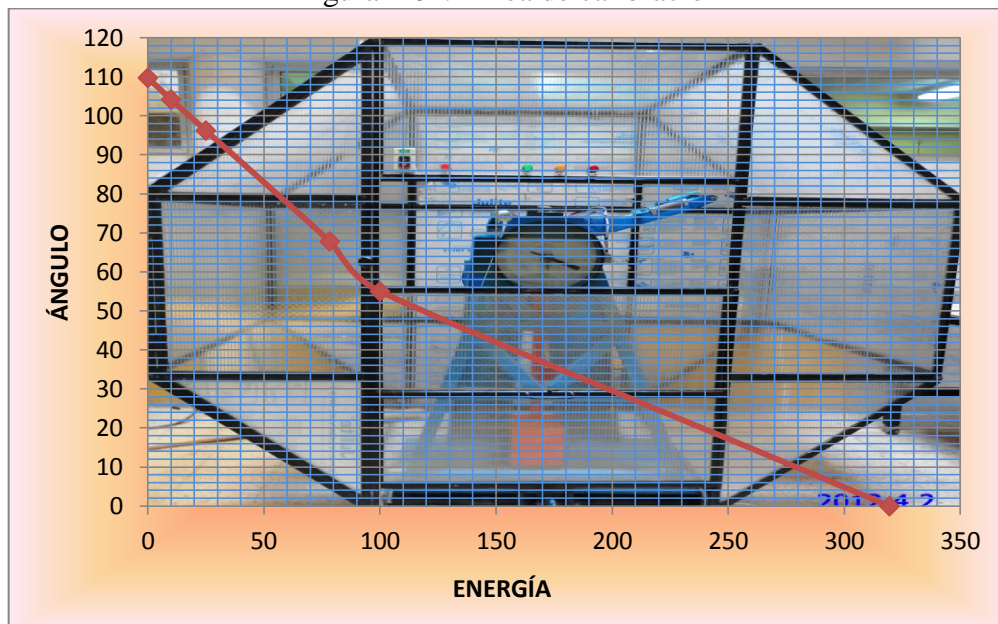
Los valores indicados se resumen junto con los valores de ensayo en vacío y la capacidad máxima del péndulo en la siguiente tabla.

Tabla 66. Resumen de los ángulos ajustados

Material	Ángulo $\beta$ ajustado	Energía referencia(J)
Vacio	109,7885	0
DF2	104,2226	10,0000437
ASTM A36	67,8601	78,445257
V320	96,2718	25,0008189
A304	55,0539	100,000261
Capacidad Máxima	0	319,6

Con los valores de la tabla 66 se elabora una gráfica Ángulo VS Energía como la que se puede apreciar en la figura.

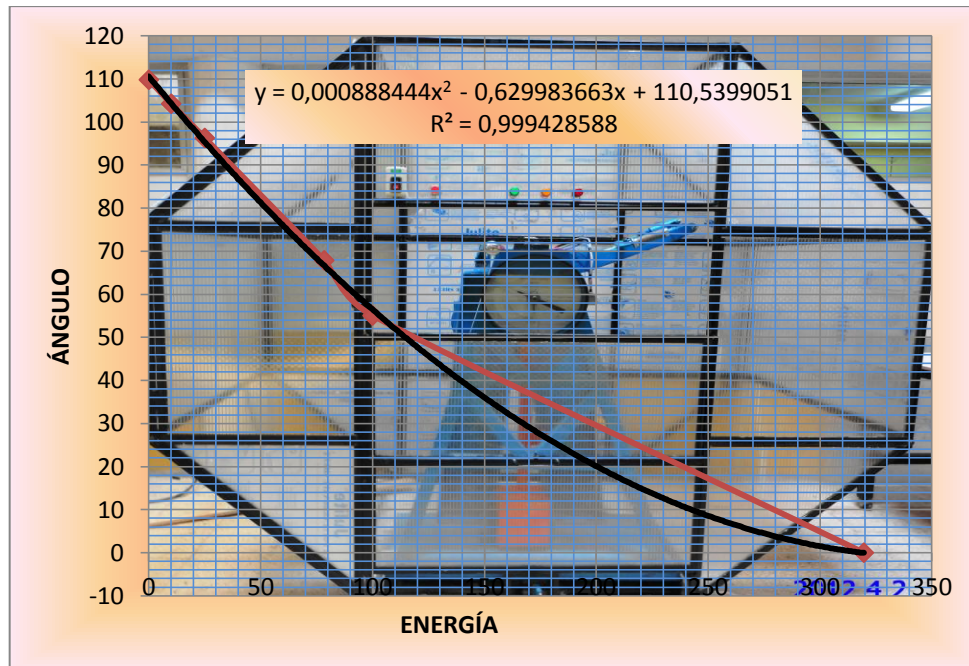
Figura 102. Línea de calibración



En la gráfica trazada se requiere agregar una curva de ajuste, para obtener un modelo matemático del ángulo alcanzado en función de la energía absorbida por la probeta ensayada la cual se muestra a continuación.



Figura 103. Ajuste de línea de calibración



La ecuación mostrada en la gráfica es incongruente con las variables de la máquina, por lo expuesto se cambian las mismas obteniendo la siguiente ecuación.

$$\beta = 0,000888444E^2 - 0,629983663E + 110,5399051 \quad (73)$$

Mediante la ecuación (73) se elabora la taratura del péndulo, en el siguiente cuadro se ha resumido algunas de ellas.

Tabla 67. Datos para la taratura de la máquina

Datos para la taratura de la máquina	
Energía	Ángulo
0	110,5399051
10	104,3289129
20	98,29560944
30	92,43999481
40	86,76206898
50	81,26183195
60	75,93928372

70	70,79442429
80	65,82725366
90	61,03777183
100	56,4259788
110	51,99187457
120	47,73545914
130	43,65673251
140	39,75569468
150	36,03234565
160	32,48668542
170	29,11871399
180	25,92843136
190	22,91583753
200	20,0809325
210	17,42371627
220	14,94418884
230	12,64235021
240	10,51820038
250	8,57173935
260	6,80296712
270	5,21188369
280	3,79848906
290	2,56278323
300	1,5047662
310	0,62443797
319,6	-0,053507508

## 6.7 Resultados Obtenidos.

Después de obtener la línea de calibración y el factor de calibración estipulados en la Norma Ecuatoriana Obligatoria INEN 1502 se realizó nuevamente ensayos en los materiales seleccionados anteriormente. Obteniendo así los siguientes resultados.

Tabla 68. Ángulos obtenidos del ensayo con Acero DF2

Material: DF2				
Ángulo $\beta$	Ángulo $\alpha$	Energía PC (J)	Energía Carátula(J)	
104,502082	111	9,781203038	9,8	
104,425129	111	9,922931939	10	
104,340176	111	10,07939491	10	
103,968726	111	10,7635164	10,75	
104,19017	111	10,35566986	10,3	
104,2852566	111	10,18054323	10,17	Promedio

Tabla 69. Ángulos obtenidos del ensayo con Acero ASTM A36

Material: ASTMA36				
Ángulo $\beta$	Ángulo $\alpha$	Energía PC (J)	Energía Carátula (J)	
67,965748	111	77,07233491	77	
68,181818	111	76,67438598	76,8	
67,365982	111	78,1769595	78,3	
68,181818	111	76,67438598	76,8	
68,899443	111	75,35269349	75,4	
68,1189618	111	76,79015197	76,86	Promedio

Tabla 70. Ángulos obtenidos del ensayo con Acero V320

Material: V320				
Ángulo $\beta$	Ángulo $\alpha$	Energía PC (J)	Energía Carátula (J)	
96,490147	111	24,5372586	24,6	
95,918475	111	25,59014081	25,5	
97,028116	111	23,54644921	23,6	
96,292287	111	24,90166909	25	
95,878592	111	25,66359569	25,5	
96,3215234	111	24,84782268	24,84	Promedio

Tabla 71. Ángulos obtenidos del ensayo con Acero INOX A304

<b>Material: A304</b>				
Ángulo $\beta$	Ángulo $\alpha$	Energía PC (J)	Energía Carátula(J)	
57,37654	111	96,5751069	96,5	
53,580557	111	103,566394	103,5	
57,536657	111	96,2802099	96,3	
55,48032	111	100,067488	100	
56,25385	111	98,6428316	98,7	
56,0455848	111	99,026406	99	Promedio

En la siguiente tabla se puede apreciar el resumen de todos los valores promedio obtenidos, y el porcentaje de error que presenta la máquina en la actualidad.

Tabla 72. Resultados obtenidos en el ensayo

<b>MATERIAL</b>	<b>Energía PC (J)</b>	<b>Energía Carátula (J)</b>	<b>Referencia (J)</b>	<b>% Error PC</b>	<b>% Error Carátula</b>
DF2	10,18054323	10,17	10	1,80543228	1,7
A36	76,79015197	76,86	78,4	2,05337758	1,96428571
V320	24,84782268	24,84	25	0,60870928	0,64
A304	99,026406	99	100	0,973594	1
<b>PROMEDIO DE ERROR</b>				1,36027829	1,32607143

Como conclusión general de todo el análisis realizado durante éste análisis podemos decir que el error total del péndulo es de 1,36%.

## CAPÍTULO VII

### 7. MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA MÁQUINA.

#### 7.1 Generalidades.

El mantenimiento es la conservación, vigilancia y cuidados que las máquinas y equipos requieren para evitar posibles averías imprevistas, y realizar su reparación con la mayor rapidez posible.

Al dar un correcto mantenimiento, lo que se logra es dar un funcionamiento confiable que evita paros demasiados largos de la máquina, reparación o adquisición de partes dañadas a altos costos y principalmente se ahorra tiempo y la funcionalidad y fiabilidad de la máquina sea mayor. En el sistema implantado se utilizará un mantenimiento preventivo para satisfacer las premisas expuestas.

Un mantenimiento preventivo básicamente consiste en programar revisiones de los equipos. Se confecciona un plan para cada sistema de la máquina, donde se realizarán las acciones necesarias, engrasar, desmontaje, revisión y limpieza.

#### 7.2 Mantenimiento y lubricación del sistema mecánico.

##### 7.2.1 *Instrucciones de mantenimiento.*

**7.2.1.1** *Mantenimiento de los aspectos fundamentales de la máquina.* En base a las exigencias de las normas pertinentes y al conocimiento de la máquina con su respectivo historial de funcionamiento. Se presenta el siguiente plan de mantenimiento (NORMA ASTM E23):

Tabla 73. Actividades de mantenimiento para la máquina Charpy

<b>Actividades de mantenimiento de los aspectos fundamentales de la máquina</b>			
<b>Equipo.</b>	<b>Actividad.</b>	<b>Frecuencia.</b>	<b>Responsable.</b>
Bastidor	Limpieza	Mensual	Operador.
	Nivel	Anual	Operador
Carcasa	Limpieza	Mensual	Operador
Yunque	Revisión de daños y desgastes, ocasionados por el impacto	Anual	Operador
	Revisar su ajuste al bastidor	Anual	Operador
Percutor	Revisión de daños y desgastes, ocasionados por el impacto.	Anual	Operador
Escala graduada	Revisar la posición del cero.	Antes de cada ensayo	Operador
Péndulo	Revisar posición del péndulo con respecto al yunque cuando está en su posición libre.	Anual	Operador
Mecanismo de liberación del Péndulo	Revisar que no se traben, y dificulte el enganchamiento como la liberación del péndulo	Anual	Operador
Chumaceras	Engrasarlas con grasa WD-40	Anual	Operador.
	Cambio de chumaceras	Según horas de vida de las chumaceras	Operador
Pernos	Revisar ajustes de los mismos a las chumaceras y si es necesario ajustarla.	Anual	Operador.

**7.2.1.2 Mantenimiento del Sistema de Elevación.** El sistema de elevación es la parte fundamental del funcionamiento del equipo por este motivo se requiere un buen mantenimiento preventivo para no perder su funcionalidad.

Como en el sistema de elevación la mayoría de las partes que lo componen son móviles. Se requiere una paralización completa de la máquina y desarmarla casi en su totalidad es por esta razón que se presenta el siguiente plan de mantenimiento.

Tabla 74. Mantenimiento del sistema de elevación.

<b>Actividades de mantenimiento del sistema de elevación</b>			
<b>Equipo.</b>	<b>Actividad.</b>	<b>Frecuencia.</b>	<b>Responsable.</b>
Motor reductor	Revisar la grasa del reductor desarmando todo el reductor	Anual	Técnico responsable.
	Revisar que no exista sobrecalentamiento del motor	Semestral	Operador
Hembra del embrague	Revisar el nivel del desgaste de las muescas del plato del embrague.	Anual	Técnico responsable.
	Verificar el ajuste de la hembra del cono	Anual	Técnico responsable.
Macho del embrague	Cambio del material de fricción.	Bianual	Técnico responsable
	Revisar desgaste de los pines de enganche.	Anual	Técnico responsable
Bocín móvil.	Revisar posibles desgastes.	Anual	Técnico responsable
	Cambio de grasa.	Anual	Técnico responsable.
Chavetas	Revisar desgastes, tomando como referencia las dimensiones especificadas en los planos	Anual	Técnico responsable
Cadena de transmisión.	Limpiar y luego lubricar con aceite WD-40 EN AEROSOL	Semestral	Operador
Muelle de la palanca.	Revisar el muelle de la palanca, si es necesario cambiarlo.	Anual	Operador

**7.2.1.3 Mantenimiento del Sistema de Freno.** El sistema de frenado es un sistema sencillo y su funcionamiento depende de muchas partes móviles. Es por esta razón que requieren cambios y revisiones de sus partes siguiendo el siguiente plan de mantenimiento.

Tabla 75. Mantenimiento del sistema de freno

<b>Actividades de mantenimiento del sistema de freno</b>			
<b>Equipo.</b>	<b>Actividad.</b>	<b>Frecuencia.</b>	<b>Responsable.</b>
Material de fricción	Cambiar el material de fricción por uno de la mismas características	Bianual	Técnico responsable.
Revisar desgastes del cable	Revisar el nivel del desgaste del cable	Anual	Técnico responsable.
	Revisar la funda del cable	Anual	Técnico responsable.
Disco de freno	Limpieza del disco de freno de grasa y otro tipo de contaminantes.	Semestral	Operador
Muelles del freno	Revisar muelle de la zapata	Anual	Técnico responsable
	Revisar muelle de pedal de freno	Anual	Técnico responsable.

### **7.2.2 Precauciones de montaje del sistema mecánico.**

- Mantener el plano de oscilación del péndulo verticalmente, y perpendicularmente al eje de la probeta.
- Revisar que todos los sistemas se encuentren debidamente ensamblados y en perfecto estado de funcionamiento.
- Revisar que, tanto pernos, tornillos y prisioneros se encuentren debidamente ajustados antes de realizar los ensayos.
- Controlar que el percutor se encuentre alineado con el eje de simetría del yunque.
- Controlar que el pestillo de apoyo este funcionando correctamente
- Asegurarse de la correcta disposición de la probeta en el yunque.
- Asegurarse que todo el conjunto este perfectamente nivelado, tratando de cumplir con las disposiciones que establece la NORMA ASTM E23.



### 7.3 Mantenimiento del sistema eléctrico y electrónico.

El sistema eléctrico de la máquina de ensayo está compuesto por indicadores y actuadores junto con sus respectivas protecciones, a pesar de ser dispositivos fijos es un sistema muy frágil a sobrecargas, golpes y malas manipulaciones de parte del operador.

Por las premisas expuestas se debe seguir el siguiente plan de mantenimiento.

Tabla 76. Mantenimiento del sistema de eléctrico electrónico

<b>Actividades de mantenimiento del sistema de eléctrico y electrónico</b>			
<b>Equipo.</b>	<b>Actividad.</b>	<b>Frecuencia.</b>	<b>Responsable.</b>
Conexiones	Revisar los empalmes y las soldaduras de cada uno de los cables.	Anual	Técnico responsable.
	Revisar que los cables no estén pelados	Anual	Técnico responsable.
Fuente de voltaje	Verificar los voltajes de salida si existe un voltaje no indicado no realizar ensayos.	Antes de cada práctica	Operador.
	Verificar posibles sobrecalentamientos en el transformador	Después de cada práctica	Operador.
Circuito auxiliar de mando	Revisar el ventilador del circuito.	Antes de cada práctica	Operador
	Revisar los relés.	Anual	Técnico responsable
Interruptores.	Verificar el cierre adecuado y su desgaste.	Anual	Técnico responsable
Conector DB25	Verificar que sus patillas no estén dobladas ni rotas.	Anual	Técnico responsable

**7.3.1 Precauciones de montaje del sistema eléctrico y electrónico.** Durante el montaje del sistema eléctrico y electrónico se debe tener las siguientes precauciones.

- Cuando se realicen las conexiones con los cables AWG10 y AWG18 se requiere hacer empalmes. Los mismos deben resistir una buena tensión antes de soltarse.
- Las soldaduras con estaño en los circuitos deben estar bien hechas de modo que no produzcan cortocircuitos. O funcionamiento erróneo del circuito.
- A la hora de hacer las conexiones se debe tener en cuenta los colores de cable asignado a cada sensor y actuador con el fin de no confundirse.
- Cuando se conecte el conector DB25 se debe seguir la guía presentada en el capítulo cuatro.
- Una vez realizado todas las conexiones se debe verificar la continuidad en cada uno de los cables.

#### **7.4 Operación del sistema.**

Para operar el sistema se debe seguir el siguiente procedimiento. Tratando de cumplir a cabalidad cada uno de los pasos para no salirnos de la secuencia del sistema.

- Se debe montar el sistema CDAQ sobre el péndulo, y conectarlo a los sensores y actuadores mediante el conector DB25.
- Conectar el CDAQ a la fuente de alimentación de 110V y a la PC mediante un cable USB.
- Activar la fuente de alimentación trifásica 220V y monofásico 110V mediante los pulsadores de alta y de baja montados en la parte lateral derecha de la cabina y en el panel frontal de la cabina respectivamente.
- Ejecutar el programa desarrollado en LabVIEW con el fin de realizar el control y la adquisición de datos.
- Asegurar que todas las puertas de la cabina estén cerradas, el péndulo esté en su posición inicial, y el seguro superior del péndulo esté retirado.
- Observar en el panel frontal de la cabina esté encendida la luz indicadora naranja.
- Bajar la palanca del embrague lentamente y con cuidado con la finalidad de arrancar el motor. Y provocar que las partes móviles del embrague se conecten perfectamente y no se produzcan deslizamientos durante el funcionamiento del mismo.

- Si el embrague no se conectó perfectamente y se provoca un deslizamiento del péndulo, dejarlo retornar libremente a su posición inicial, no trate de utilizar el embrague como freno para impedir el retorno del péndulo.
- Cuando el péndulo llegue a su posición superior el sensor se activará y apagará instantáneamente el motor.
- Cuando el motor esté apagado desconecte el embrague, alzando la palanca.
- Ubicar el pasador de seguridad entre el péndulo y la bancada con la finalidad de evitar caídas inesperadas del mismo.
- Ubicar la probeta en el dispositivo de centrado.
- Abrir la puerta de alimentación de probetas. Cuando esto ocurra se apagará la luz naranja y se encenderá la luz piloto roja.
- Ubicar la probeta en el yunque con la ayuda del dispositivo de centrado de probetas.
- Cerrar la puerta de alimentación de probetas, en éste instante se debe apagar la luz piloto roja y se encenderá la luz piloto verde.
- Con la luz piloto en verde el sistema está listo para ensayar.
- Retirar el pasador de seguridad y soltar el péndulo mediante la palanca de liberación.
- En el software se debe poner el nombre del material ensayado y el ángulo máximo se almacenará automáticamente con su respectiva equivalencia en unidades de energía.
- Se debe repetir este proceso cuantas veces sea necesario. De acuerdo al número de probetas que se vayan a ensayar.
- Al terminar el ensayo en el software se tiene tres opciones en el programa las cuales son: crear curva, crear informe y salir.
- Al pulsar el botón “crear curva”, se creará en formato de Word la curva de transición del material, junto a una tabla de datos de las probetas ensayadas.
- Al pulsar el botón “crear informe” se creará en formato de Word un informe donde constarán todos los datos necesarios de la persona que solicita el ensayo, el tipo de material, la designación del material, las medidas de la probeta, el tipo de entalle, y los resultados del ensayo.

Si sigue a cabalidad la guía indicada estará garantizando el buen funcionamiento del sistema y con ello asegurará una mayor vida útil del mecanismo. Además de lo mencionado los datos adquiridos serán de gran confiabilidad.

## CAPÍTULO VIII

### 8. COSTOS

#### 8.1 Costos directos

Los costos directos en la construcción del sistema de elevación y freno del péndulo, así como de la parte eléctrica-electrónica se detallan en las tablas siguientes.

**8.1.1 Materiales.** Los materiales utilizados están detallados en la siguiente tabla:

Tabla 77. Costo de materiales por unidad; valor total sin I.V.A; valor total mas I.V.A.

Item	Producto	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total	Valor total +IVA
1	Acero AISI SAE 4140 20 mm	Kg	4,60	4,33	19,92	22,31
2	Acero De Transmisión	Unidad	1,00	1,79	1,79	2,00
3	Acero Transmisión	mm	130,00	0,18	23,40	26,21
4	Bordo U Con Aleta	Unidad	12,00	3,77	45,25	50,68
5	Botonera Sbpsta Fuerza On/Off Trif 15ª	Unidad	1,00	4,26	4,26	4,77
6	Botonera Sbpsta Fuerza On/Off Trif 30ª	Unidad	1,00	4,76	4,76	5,33
7	Broca 13 mm	Unidad	1,00	5,34	5,34	5,98
8	Broca 3/8	Unidad	1,00	1,10	1,10	1,23
9	Broca 7/32	Unidad	1,00	0,45	0,45	0,50
10	Broca Titanio Hss 1/8	Unidad	1,00	0,40	0,40	0,45
11	Broca Titanio Hss 1/8	Unidad	1,00	0,40	0,40	0,45
12	Brocha	Unidad	1,00	1,00	1,00	1,12
13	Cable #20	Metro	11,50	0,36	4,14	4,64
14	Cable 3x10	Metro	5,00	2,86	14,30	16,02
15	Cable De Freno	Metro	3,00	1,00	3,00	3,36
16	Cable Extensión Usb- 3metros	Unidad	1,00	3,13	3,13	3,50
17	Cable Flexible Parlante	Metro	30,00	0,22	6,60	7,39
18	Cable Platina Set 2*14awg	Metro	8,00	0,71	5,71	6,40
19	Cable Utp 8 Hilos	Metro	1,00	0,45	0,45	0,50

20	Canaleta Cerrada 20x12mm Blanca	Unidad	2,00	1,48	2,96	3,32
21	Chumacera Upc2	Unidad	2,00	8,93	17,86	20,00
22	Chumacera Upc2	Unidad	1,00	9,64	9,64	10,80
23	Cinta 3m Aislante $\frac{3}{4}$ 10 Yds Azul	Unidad	1,00	0,37	0,37	0,41
24	Clavos De 2 In	Unidad	15,00	0,05	0,75	0,84
25	Canaleta Cerrada 13x7mm Blanca	Unidad	3,00	1,30	3,90	4,37
26	Concéntrico 3x12	Unidad	5,00	2,10	10,50	11,76
27	Conector Bd-25h	Unidad	1,00	0,67	0,67	0,75
28	Conector Bd-25m	Unidad	1,00	0,67	0,67	0,75
29	Conector Bd-25t	Unidad	2,00	0,22	0,45	0,50
30	Contactador Magnético 2hp 2,5 Kw	Unidad	1,00	10,71	10,71	12,00
31	Dec C	Unidad	8,00	0,36	2,88	3,23
32	Des C	Unidad	10,00	0,36	3,60	4,03
33	Discos De Corte	Unidad	2,00	1,34	2,68	3,00
34	Discos De Corte	Unidad	2,00	1,80	3,60	4,03
35	Enchufe Cooper 2867	Unidad	1,00	1,96	1,96	2,20
36	Esmalte	Litro	3,00	3,13	9,39	10,52
37	Fondo Gris	Litro	1,00	5,36	5,36	6,00
38	Funda De Freno	Metro	3,00	1,00	3,00	3,36
39	Juego De Machuelos $\frac{1}{4}$	Unidad	1,00	2,68	2,68	3,00
40	Kit De Catalina	Unidad	1,00	13,40	13,40	15,01
41	Lijas #100	Unidad	2,00	0,45	0,90	1,01
42	Lijas #180	Unidad	3,00	0,40	1,20	1,34
43	Litro De Fondo Gris	Litro	1,00	5,17	5,17	5,79
44	Luz Piloto 22mm Rj-Vr 220	Unidad	3,00	1,68	5,04	5,64
45	Machuelo $\frac{1}{4}$	Unidad	1,00	5,00	5,00	5,60
46	Másquin	Unidad	1,00	1,25	1,25	1,40
47	Media Para Pentalón	Unidad	1,00	0,71	0,71	0,80
48	Mordazas	Unidad	2,00	0,80	1,60	1,79
49	Motor-reductor De $\frac{1}{2}$ Hp	Unidad	1,00	197,00	197,00	220,64
50	Normas Inen	Unidad	1,00	7,00	7,00	7,84
51	Pernos 5/16+Tuerca	Unidad	32,00	0,22	7,14	7,99
52	Pernos De Expansión	Unidad	8,00	0,71	5,68	6,36
53	Pistola De Silicón	Unidad	1,00	2,75	2,75	3,08

54	Placa 310x232x5mm/2placas 60x310x9mm	Kg	10,00	1,51	15,10	16,91
	Plancha De					
55	Policarbonato Cristal 8mm	Unidad	1,00	310,00	300,00	336,00
56	Pulsador 22mm Monobloc	Unidad	1,00	1,23	1,23	1,38
57	Pulsador Marcha Paro	Unidad	1,00	4,59	4,59	5,14
58	Remache Pop 1/8x1/2 Nt	Unidad	10,00	0,01	0,07	0,08
59	Remache Pop 1/8x1/2 Nt	Unidad	200,00	0,01	1,34	1,50
60	Silicón	Unidad	1,00	3,40	3,40	3,81
61	Taco Fisher	Unidad	8,00	0,05	0,40	0,45
62	Térmico 2.5-4 <sup>a</sup>	Unidad	1,00	19,15	19,15	21,45
63	Tinner	Litro	1,00	1,60	1,60	1,79
64	Tinner	Litro	1,00	1,34	1,34	1,50
65	Tinner	Litro	1,00	1,95	1,95	2,18
66	Tirafondos De 2in	Unidad	8,00	0,09	0,72	0,81
67	Tornillo	Unidad	10,00	0,03	0,30	0,34
68	Tubo Cuadrado 3/4x2mm	Unidad	7,00	9,00	63,00	70,56
69	Tubo Cuadrado 3/4x2mm	Unidad	2,00	9,16	18,32	20,52
70	Tuerca 5/16	Unidad	1,00	0,08	0,08	0,09
71	Encoder Diferencial	Unidad	1,00	268,00	268,00	300,16
72	Cable De Poder 120 Vac	Unidad	1,00	9,70	9,70	10,86
73	Chasis Compacdac C- Dac-9174	Unidad	1,00	840,00	750,00	840,00
74	Kit Conector De 15 Pines Ni 9935	Unidad	1,00	72,30	72,30	80,98
75	Kit Conector De 25 Pin Ni 9934	Unidad	1,00	115,50	115,50	129,36
76	Kit Conector Ni 9932	Unidad	1,00	29,00	29,00	32,48
77	Kit De Montaje Ni 9901	Unidad	1,00	53,00	53,00	59,36
78	Maleta Portable De Herramientas	Unidad	1,00	169,00	168,00	188,16

79	Módulo De Entradas					
	Digitales Diferencial Ni 9411	Unidad	1,00	72,35	72,35	81,03
80	Módulo De Entradas					
	Digitales Ni 9423	Unidad	1,00	284,00	284,00	318,08
81	Módulo De Entradas Y					
	Salidas Digitales Ni 9401	Unidad	1,00	284,00	284,00	318,08
SUBTOTAL \$					3395,058	

El costo por materia Prima es de 3395 USD, (TRES MIL TRECIENTOS NOVENTA Y CINCO DÓLARES)

#### 8.1.2 Costos por utilización de maquinaria.

Tabla 78. Costo por hora de la utilización de la maquinaria

Designación	Tiempo (horas)	Costo por Hora	Costo Total
M1	2	15	30,00
M2	8	15	120,00
M3	4	20	80,00
M4	0,1	30	3,00
M5	0,2	15	3,00
M6	4	6	24,00
M7	0,8	10	8,00
M8	2	20	40,00
M9	0,5	5	2,50
M10	2	8	16,00
SUBTOTAL \$.			326,50

El costo por utilización de maquinaria es de 326,5 USD (TRESCIENTOS VEINTE Y SEIS DÓLARES CON CINCUENTA CENTAVOS)

### 8.1.3 Costos por utilización de herramientas.

Tabla 79. Costos por utilización de herramientas pequeñas

Designación	Tiempo en Horas	Costo por Hora	Costo Total
h1	6	0,8	4,8
h2	6	0,8	4,8
h3	6	0,5	3
h4	6	0,25	1,5
h5	6	0,85	5,10
h6	1	0,25	0,25
h7	4	0,30	1,20
h8	4	0,85	3,40
h9	3	0,85	2,55
h10	2	0,80	1,60
h11	6	0,40	2,40
h12	1	0,15	0,15
h13	2	0,80	1,60
h14	0.5	0.50	0,250
h15	0.5	0,30	0,15
h16	0.5	0,80	0,4
h17	1	1,31	1,31
SUBTOTAL \$			34,46

El costo por la utilización de herramientas es de 34,46 USD. (TREINTA Y CUATRO DÓLARES CON CUARENTA Y SEIS CENTAVOS)



#### 8.1.4 Costos de mano de obra:

Tabla 80. Costos por mano de obra.

DESCRIPCIÓN	CANT.	HORAS-HOMBRE	SAL.REAL/HORA	VALOR TOTAL
Tornero	1	4,00	3,50	14,00
Soldador	I	4,00	3,50	14,00
Maestro electricista	I	4,00	3,80	13,20
SUBTOTAL \$				41,20

El costo por mano de obra es de 41,2 USD (CUARENTA Y UN DÓLARES CON VEINTE CENTAVOS)

#### 8.1.5 Costos por transporte.

Tabla 81. Costos por transporte

DESCRIPCIÓN	ORIGEN - LLEGADA	VALOR TRANSPORTE	POR	VALOR TOTAL
Transporte Policarbonato	Quito-Riobamba	25		25
Transporte Motor- Reductor	Guayaquil- Riobamba	20		20
Transporte Ejes	Quito-Riobamba	7		7
Transporte Maquina	Riobamba	30		30
Transporte Equipos Electrónicos	Cuenca-Riobamba	10		10
SUBTOTAL \$				92

El costo por transporte es de 92 USD (NOVENTA Y DOS DÓLARES).

### 8.1.6 Costos total directo

Tabla 82. Costo total directo

DESCRIPCIÓN	PRECIO(\$)
MATERIALES	3395
MAQUINARIA	326,5
HERRAMIENTAS	34,46
MANO DE OBRA	41,2
TRANSPORTE	92
<b>TOTAL COSTOS DIRECTOS</b>	<b>\$3889,16</b>

El total de costos directos es de 3889,16 USD. (TRES MIL OCHOCIENTOS OCHENTA Y NUEVE DÓLARES CON DIECISÉIS CENTAVOS).

## 8.2 Costos indirectos

*Costos indirectos.* Los costos indirectos son aquellos en los que intervienen los costos ingenieriles, este costo ingenieril está involucrado con la supervisión y diseño de la máquina, en el tiempo de la construcción del costo total indirecto.

**8.2.1 Costos ingenieriles.** Los costos ingenieriles se toman como un 15% del costo total del proyecto, por lo que dentro de estos costos el valor es de 583,374 USD (QUINIENTOS OCHENTA Y TRES DÓLARES CON TREINTA Y SIETE CENTAVOS)

### 8.2.2 Documentación.

Tabla 83. Costo total indirecto

ACTIVIDAD	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	SUBTOTAL (USD)
Impresión del texto	HOJA	800	0,05	40
Impresión de planos	FORMATO	40	1,50	60
Empastado de tesis		3	8,00	24
<b>SUBTOTAL \$</b>				<b>124</b>

### 8.2.3 Costos total indirecto.

Tabla 43. Costo total indirecto

COSTOS	PRECIO TOTAL (USD)
Ingenieriles	583,374
Documentación	124
Utilidad	0
<b>TOTAL COSTO INDIRECTO</b>	<b>\$ 707,374</b>

El total por los costos indirectos es de 707,374USD (SETECIENTOS SIETE DÓLARES CON TREINTA Y SIETE CENTAVOS)

### 8.3 Costos totales del equipo.

El costo total de la máquina es la suma de los costos directos mas los costos indirectos.

Tabla 84. Costos totales

<b>COSTOS DIRECTOS</b>	<b>3889,16</b>
<b>COSTOS INDIRECTOS</b>	<b>707,374</b>
<b>TOTAL \$</b>	<b>4596,534</b>

El costo total es de **4596,534** USD. (CUATRO MIL QUINIENTOS NOVENTA Y SEIS DÓLARES CON CINCUENTA Y TRES CENTAVOS.)

## **CAPÍTULO IX.**

### **9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **9.1 Conclusiones.**

- Se logró el objetivo planteado de diseñar y construir un sistema de elevación y frenado para el péndulo Charpy de la Facultad de Mecánica.
- De acuerdo a la NORMA ASTM E23, los parámetros más importantes en el Péndulo Charpy son: Velocidad de caída, la cual está entre los 3 y los 6 m/seg, cumpliendo con este parámetro de 4,4 m/seg.
- La información que contiene el presente documento de Tesis, es el resultado del estudio de las Normas aplicadas en el Ensayo de impacto, y de una profunda investigación sobre elementos de máquina utilizables para un correcto funcionamiento.
- El error del péndulo en la lectura de los materiales utilizados para la experimentación es de 1%.
- La seguridad dentro del laboratorio de resistencia de materiales fue tomada en cuenta para la construcción de la carcasa de seguridad.
- Se obtuvo la curva de transición tipiendo la temperatura del material en el software y con la energía de impacto del material.

#### **9.2 Recomendaciones.**

- Se recomienda utilizar el manual de funcionamiento del péndulo Charpy para la persona que vaya a realizar las pruebas.
- Se recomienda dar un mantenimiento preventivo a todo el sistema de embrague por lo menos una vez al año.
- Se recomienda utilizar el chasis cDAQ 9178 para la obtención de la temperatura de ensayo y así obtener una curva de transición del material real.
- Se recomienda actualizar el software de utilización del péndulo Charpy.
- Se recomienda implementar las muflas y enfriadores en el péndulo para completar el estudio de los materiales

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] [http://es.wikipedia.org/wiki/Péndulo de Charpy](http://es.wikipedia.org/wiki/Péndulo_de_Charpy).
- [2] <http://www.monografias.com/trabajos14/choque/choque.shtml>.
- [3] AVNER. S.H. Introducción a la Metalurgia Física. 2da.ed. México: Programas Educativos, 1975. Pág. 56
- [4] HARNER. E.D. Ensayo en Inspección de los Materiales de Ingeniería. 4ta.ed. México: Continental S.A., 1975. Pág. 284-292
- [5] RIVERA. J.A. Optimización y Calibración del Péndulo Charpy del Laboratorio de Resistencia de Materiales de la FACULTAD DE MECÁNICA. Riobamba ESPOCH. 2002. (tesis). Pág. 34-40, 93-107.
- [6] <http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/engranajes.shtml>
- [7] SHIGLEY. J.E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw Hill, 1985. Pág.774
- [8] SHIGLEY. J.E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw Hill, 1985. Pág. 776
- [9] KOZHEVNIKOV. S.N. 2000 Mecanismos Utilizados en la Mayoría de la Rama de la Industria. 2<sup>da</sup> ed. Barcelona: Gustavo Gilí. 1970. Pág. 68.
- [10] BEER. F. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Estática. 8va.ed. McGraw Hill, 2007. Pág. 157
- [11] BEER. F. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Estática. 8va.ed. McGraw Hill, 2007. Pág. 191.
- [12] NORMA INEN 1503. Verificación de Máquinas de Prueba. Quito-Ecuador, 1990. Pág. 2.
- [13] Catálogo Moto-reductores Sumitomo. 12.001.50.007.

- [14] SHIGLEY. J.E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw Hill, 1985. Pág. 777.
- [15] MOTH. R.L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: 2006. Pág. 292
- [16] SHIGLEY. J.E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw Hill, 1985. Pág. 36.
- [17] SHIGLEY. J.E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw Hill, 1985. Pág. 866.
- [18] MOTH. R.L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: 2006. Pág. 185.
- [19] MOTH. R.L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: 2006. Pág. 167.
- [20] SHIGLEY. J.E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw Hill, 1985. Pág. 307.
- [21] MOTH. R.L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: 2006 Pág. 540.
- [22] MOTH. R.L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: 2006 Pág. 185.
- [23] MOTH. R.L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: 2006 Pág. 858.
- [24] HIBBELER. R.C. Ingeniería Mecánica. Dinámica. 12da.ed. Prentice Hall, 2010.  
Pág.123.
- [25] STIOPIN P. Resistencia de Materiales. 2<sup>da</sup> ed. Moscú: MIR 1973. Pág. 173-183.
- [26] Catálogo de Chumaceras NTN.
- [27] GÓMEZ S. SolidWorks Simulation. México: Alfaomega. 2010.
- [28] RECALDE V. T. Diseño de una Máquina Troqueladora de Palmito Automática. Riobamba. ESPOCH. 2010 (tesis). Pág. 195-196.
- [29] <http://www.ni.com/data-acquisition/what-is/esa/>
- [30] <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/205321>.

- [31] <http://www.ni.com/compactdaq/whatis/esa/>
- [32] [http://apr.mop.cl/capacitación/documentos/201011/Electricidad\\_ESSAL.pdf](http://apr.mop.cl/capacitación/documentos/201011/Electricidad_ESSAL.pdf).
- [33] Catálogo del Contactor y Relés Térmicos META MEC.
- [34] Catálogo del Contactor y Relés Térmicos META MEC.
- [35] Catálogo Moto-reductores Sumitomo. 12.001.50.007.
- [36] Catálogo de Cables CABEL.
- [37] [www.ni.com/pdf/manuals/373504f.pdf](http://www.ni.com/pdf/manuals/373504f.pdf).
- [38] [www.ni.com/pdf/manuals/374068d.pdf](http://www.ni.com/pdf/manuals/374068d.pdf).
- [39] [www.ni.com/pdf/manuals/373506e.pdf](http://www.ni.com/pdf/manuals/373506e.pdf)
- [40] <http://www.electronicafácil.net/tutoriales/Fuentes-alimentacion.php>.
- [41] Capacitación al cliente; LabVIEW<sup>™</sup> BASIC 1 Introducción Manual Curso. Febrero 2006.
- [42] <http://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/download/pdf>
- [43] NORMA INEN 1502. Verificación de Máquinas de Prueba. Quito-Ecuador, 1990.
- [44] NORMA INEN 1503. Verificación de los Dispositivos de Calibración que se Emplean en la Verificación de Máquinas de Prueba. Quito-Ecuador, 1990.
- [45] RIVERA. J.A. Optimización y Calibración del Péndulo Charpy del Laboratorio de Resistencia de Materiales de la FACULTAD DE MECÁNICA. Riobamba ESPOCH. 2002. (tesis). Pág. 34-40, 93-107.

## **BIBLIOGRAFÍA**

- BASANTES. E.M. Elaboración del Manual de Gestión de Calidad para la Acreditación del Laboratorio de Resistencia de Materiales Según la Norma NTE-INEN ISO/IEC17025:2006. Riobamba ESPOCH. 2010 (tesis).
- BEER. F. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Estática. 8va.ed. México: McGraw-Hill 2007.
- BOHMAN. I. Catálogo de Aceros, Herramientas de Corte y Soldadura, Aceros de Trasmisión SAE 1018. (Catálogo).
- GÓMEZ. S. SolidWorks Simulation. México: Alfaomega. 2010.
- HAMROCK. B. J. Elementos de Máquinas. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2000.
- HARNER. E. D. Ensaye e Inspección de los Materiales de Ingeniería. 4ta.ed. México: Continental S.A., 1975.
- HIBBELER R.C. Ingeniería Mecánica. Dinámica. 12da.ed. México: Prentice Hall. 2010
- KOZHEVNIKOV. S.N. 2000 Mecanismos Utilizados en la Mayoría de la Rama de la Industria. 2da.ed. Barcelona: Gustavo Gilí, 1970.
- MOTT. R. L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: Pearson Educación. 2006.
- NORMA ASTM E23-07. Standart Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials. U.S.A. 2007



NORMA INEN 1502. Verificación de Máquinas de Prueba 1990-10. Quito-Ecuador, 1990

NORMA INEN 1503. Verificación de los Dispositivos de Calibración que se Emplean en la Verificación de Máquinas de Prueba. Quito-Ecuador, 1970

NORMA NTE-INEN 130. Ensayo de Impacto Charpy para Acero (Entalle en U). Quito-Ecuador, 1976

NORMA NTE-INEN 2185-2010. Material de fricción para sistemas de freno de automotores. Requisitos e Inspección. Quito-Ecuador, 2010.

RECALDE. V. T. Diseño de una Máquina Troqueladora de Palmito Automática. Riobamba. ESPOCH. 2010 (tesis).

RIVERA. J.A. Optimización y Calibración del Péndulo Charpy del Laboratorio de Resistencia de Materiales de la FACULTAD DE MECÁNICA. Riobamba ESPOCH. 2002. (tesis).

RIVERA. J.A. Optimización y Calibración del Péndulo Charpy del Laboratorio de Resistencia de Materiales de la FACULTAD DE MECÁNICA. Riobamba ESPOCH. 2002. (tesis).

REXNORD. Catálogo de Cadenas.

SHIGLEY. J. E. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: McGraw – Hill, 1985.

STIOPIN. P. Resistencia de Materiales. 2da.ed. Moscú: MIR, 1976

## **LINKOGRAFÍA.**

### **CONTACTORES**

[www.electronicafacil.net/tutoriales/Contactor.php](http://www.electronicafacil.net/tutoriales/Contactor.php)

2012-01-06

### **DIODOS**

[www.electronicafacil.net/tutoriales/Funcionamiento-del-diodo.php](http://www.electronicafacil.net/tutoriales/Funcionamiento-del-diodo.php)

2012-01-05

### **FRENOS**

[www.mecanicavirtual.org/frenos-2.htm](http://www.mecanicavirtual.org/frenos-2.htm)

[http://es.wikipedia.org/wiki/Freno de disco](http://es.wikipedia.org/wiki/Freno_de_disco)

2011-09-15

### **FUENTES DE ALIMENTACIÓN**

[www.electronicafacil.net/tutoriales/Fuentes-alimentacion.php](http://www.electronicafacil.net/tutoriales/Fuentes-alimentacion.php)

2012-01-05

### **PÉNDULO CHARPY**

[http://es.wikipedia.org/wiki/Péndulo de Charpy.](http://es.wikipedia.org/wiki/Péndulo_de_Charpy)

2011-05-20

### **PROCEDIMIENTO DE IMPACTO**

[www.utp.edu.co/~gcalle/Impacto.pdf](http://www.utp.edu.co/~gcalle/Impacto.pdf)

2011-05-29

### **PROGRAMACIÓN EN LABVIEW**

[www.ni.com](http://www.ni.com)

2012-03-09

### **SENSORES, COMPONENTES DAQ**

[www.ni.com/data-acquisition/what-is/esa/](http://www.ni.com/data-acquisition/what-is/esa/)

2012-02-27